

В. А. Иванов, Н. В. Лукин, С. Н. Разживин. Суда технического флота. Учебник для вузов водн. трансп./Под ред. Н. В. Лукина/. — М.: Транспорт, 1982. 366 с.

В книге рассмотрены основные типы судов технического флота: дноуглубительные снаряды-землесосы с гидравлическими и механическими разрыхлителями, землесосы-эжекторы, землесосы-эрлифты, многочерпаковые и одночерпаковые снаряды; вспомогательные суда — грунтоотвозные шаланды и мотозавозни; плавучие краны, доки и нефтестанции.

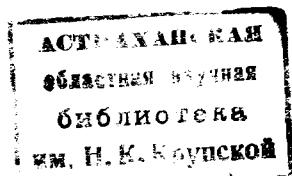
Даны сведения по устройству, основам расчета и проектированию специального оборудования, энергетических установок, освещены перспективы развития различных типов судов технического флота.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов механической, кораблестроительной и гидротехнической специальностей институтов водного транспорта. Она может представить интерес для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией дноуглубительных снарядов.

Ил. 197, табл. 11, библиогр. 110 назв.

Книгу написали: предисловие, гл. V, VI (кроме § 25—29), гл. XIII—Н. В. Лукин; гл. I—III, VII, XII—С. Н. Разживин; гл. IV, § 25—29 гл. VI, гл. VIII—XI—В. А. Иванов.

Рецензенты: В. В. Дегтярев, Л. В. Сусляков
Заведующий редакцией О. Г. Ивлиев
Редактор Т. В. Бирюкова



Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года, утвержденными XXVI съездом КПСС, предусмотрено повысить уровень использования и надежность работы технических средств транспорта.

К судам технического флота относят обширную группу судов, имеющих соответствующее оборудование и отличающихся от обычных судов по своей архитектуре, элементам конструкции и методам расчета, и предназначенных для выполнения специальных технических задач, в большинстве случаев не связанных с обслуживанием других судов и портов [34]. Наиболее распространенными из них являются земснаряды и обслуживающие их суда.

Роль земснарядов в народном хозяйстве трудно переоценить. Они поддерживают в рабочем состоянии свыше 130 тыс. км внутренних водных путей и все морские порты, обеспечивая возможность эксплуатации транспортных судов. Огромна роль земснарядов в гидротехническом строительстве. Постоянно возрастает использование судов технического флота при добыче полезных ископаемых и минеральных строительных материалов.

Исключительное разнообразие судов технического флота, специфика их конструктивного исполнения и методов расчета делают невозможным освещение в одной книге всех типов этих судов. В предлагаемом учебнике рассмотрены земснаряды и обслуживающие их суда, плавучие доки, краны и нефтестанции, что соответствует учебным программам механической, кораблестроительной и гидротехнической специальностей институтов водного транспорта.

Основное внимание уделено земснарядам. Их специальное и механическое оборудование, архитектура и технические показатели в последнее десятилетие претерпели существенные изменения. Современный земснаряд, как правило, представляет собой самоходное обитаемое судно, имеющее все элементы транспортного, дополнительно оснащенное сложным специальным оборудованием. На большинстве современных земснарядов предусматривают системы автоматического регулирования параметров технологического процесса.

Характерной особенностью эксплуатации земснарядов является интенсивное гидроабразивное изнашивание специального оборудования, что приводит к большому объему и высокой трудоемкости ремонтных работ и влияет на эффективность использования земснаряда.

Важное значение для обеспечения эффективности работы земснарядов приобретает технический уровень судов, обслуживающих земснаряды — мотозавозень и грунтоотвозных шаланд.

К созданию современных судов технического флота, их эксплуатации, обслуживанию и ремонту привлечено большое число специалистов различного профиля. Успешное решение стоящих перед ними задач требует знания устройства судов, принципа их работы, технических и производственных возможностей, основных тенденций развития и путей повышения технико-экономических показателей.

В предлагаемом учебнике авторы стремились ознакомить читателей с указанным кругом вопросов на примере современных отечественных и зарубежных судов технического флота, а также на результатах исследований, полученных в последние годы в СССР и за рубежом.

ДНОУГЛУБИТЕЛЬНЫЕ СНАРЯДЫ

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЗЕМСНАРЯДОВ И ОРГАНИЗАЦИИ ДНОУГЛУБИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

§ 1. Назначение и область применения

Земснаряд представляет собой специальное судно, служащее для разработки и извлечения грунта со дна водоема, подъема его над уровнем воды и транспортирования на место отвала или погрузки в транспортные средства.

Земснаряды используют для: выполнения дноуглубительных работ; расширения, углубления и спрямления водных путей; намыва плотин и дамб, рытья котлованов и возведения насыпей; добычи полезных ископаемых и минеральных строительных материалов из подводных карьеров; создания ирригационных и мелиоративных каналов; устройства и ремонта водоемов в рыбном хозяйстве; разработки траншей, прокладки кабелей, газо- и нефтепроводов.

Непрерывное обмеление отдельных участков водных путей вследствие отложения наносов требует выполнения на них ремонтных дноуглубительных работ, иногда по нескольку раз в течение одной навигации. Объем вынутого грунта только на внутренних водных путях составляет при этом сотни миллионов кубометров.

Возрастающее с каждым годом строительство судов большой грузоподъемности и осадки вызывает необходимость выполнения дноуглубительных работ по улучшению судоходного состояния существующих водных путей — расширению и углублению их, особенно на основных магистральных реках европейской части страны. В связи со строительством крупных морских танкеров возникает необходимость большого объема дноуглубительных работ и на морских путях.

Улучшение качественного состояния внутренних водных путей в определенной мере достигается при постройке гидростанций, обеспечивающих за счет подпора значительный подъем уровня воды. Однако необходимость в дноуглубительных работах при этом не отпадает, меняется лишь их характер. В частности, при устройстве водохранилищ грунт удаляют с отлогих берегов или прорывают каналы для создания подходов к населенным пунктам и промышленным предприятиям, расположенным в районах водохранилищ, причалам, портам и шлюзам. На зарегулированных реках дноуглубительные работы выполняют для спрямления судовых ходов.

используя земснаряды — водохранилищ, создают новые судоходные пути, а также углубляют подпёртые устьевые участки притоков рек, являющиеся подъездными путями к основным магистралям.

Большой объем земляных работ выполняется земснарядами при строительстве судоходных каналов для соединения рек через водоразделы. Широкое использование высокопроизводительной дноуглубительной техники позволило в послевоенный период в течение короткого времени построить Волго-Донской судоходный канал имени В. И. Ленина и выполнить капитальные работы по строительству Волго-Балтийского водного пути.

Земснаряды все шире применяются при добыче полезных ископаемых. Особенно резко возросло их использование при добыче из подводных карьеров минеральных строительных материалов — песка и гравия, стоимость которых при добыче из воды в среднем в 2—3 раза ниже, чем при добыче из сухих карьеров.

Без использования земснарядов в гидроэнергетическом строительстве стали бы невозможными те огромные достижения, которые были увенчаны строительством крупнейших в мире гидроэлектростанций на реках европейской части страны и Сибири, потребовавшим выполнения земляных работ, исчисляемых сотнями миллионов кубометров грунта.

Земснарядами выполняют различные намывные работы, связанные с гражданским, промышленным и дорожным строительством, а также с защитой населенных пунктов и посевных полей от наводнений вследствие разлива рек.

Землеройная техника в нашей стране находит применение для создания сетей орошения засушливых земель в Средней Азии, осушения заболоченных территорий в Белоруссии и т. д.

Ввиду широкого использования и всевозрастающей роли землеройная техника получает дальнейшее развитие в нашей стране и за рубежом.

§ 2. Основные сведения о разрабатываемых грунтах и их классификация

При проектировании и эксплуатации земснарядов необходимо иметь данные о физико-механических свойствах разрабатываемых грунтов. Под физическими свойствами, характеризующими состояние грунтов, понимают: плотность залегания, пористость, пластичность, консистенцию, прилипаемость, влажность и др. К наиболее важным механическим свойствам относят: сопротивление резанию, сдвигу, сжатию, угол естественного откоса, углы внутреннего и внешнего трения, разрыхляемость.

Указанные свойства грунтов имеют решающее значение в экономике и организации работ, выполняемых земснарядами. Они определяют также тип используемых средств, конструкцию и особенности их специального оборудования. От рода грунта зависят условия его всасыва-

специального оборудования, его износ, производительность снаряда и т. д.

Разрабатываемые грунты классифицируют по-разному, в зависимости от решаемых задач, связанных с использованием земснарядов в той или иной отрасли. При дноуглубительных работах особое и главное значение свойства грунтов имеют с точки зрения трудности их разработки, т. е. отделения от материка. Исходя из этого грунты условно делят на две основные категории — легкие и тяжелые [6]. К первой категории относят ил, песок, супеси, гравий и гальку. Эти грунты поддаются эффективному размыву и легко всасываются через грунтоприемник в смеси с водой. Вторую категорию составляют суглинки, глина, известняк, каменные и скальные грунты. Для отделения от материка они требуют предварительного разрыхления или дробления.

Грунты различают также по **гранулометрическому составу** — по крупности частиц и их количественному соотношению. При существующей классификации, принятой в Министерстве речного флота РСФСР, их разделяют на 7 классов: I — булыжник, галька и щебень (если фракции неокатанные), II — гравий, III — песок, IV — супесь, V — суглинок, VI — глина, VII — скальный грунт.

Гранулометрический класс грунта (кроме VII) определяют по результатам лабораторного анализа. Если лабораторный анализ невозможен, класс грунта ориентировочно оценивают по основным визуальным признакам.

Крупность частиц у глин — менее 0,005 мм; илов — от 0,005 до 0,05 мм; песков — от 0,05 до 2 мм; гравия — от 2 до 20 мм; гальки — от 20 до 40 мм. Камни размером от 100 до 200 мм называют булыжником, более крупные — валунами. Песок с крупностью зерен от 0,05 до 0,25 мм считают мелким, от 0,25 до 0,5 мм — средним, от 0,5 до 2,0 мм — крупным. Аналогично песку различают и гравий: мелкий — с крупностью зерен от 2 до 4 мм, средний — от 4 до 10 мм и крупный — от 10 до 20 мм.

В природных условиях грунт однородной структуры встречается крайне редко. Как правило, он представляет собой смесь, состоящую из различных компонентов. По компоненту, преобладающему в смеси, грунт относят к той или иной категории. Так, песок, например, считается среднезернистым, если в его составе зерен крупностью от 0,25 до 0,5 мм содержится более 50%. Аналогично оценивается средне- и крупнозернистый песок. К супесям относят грунты, имеющие песчаную основу при небольшом содержании глины — от 3 до 10%. Грунты, в которых более 30% глины, относят к категории глинистых. При содержании глины более 60% грунт называют тяжелой глиной. К суглинкам относят грунты, в которых глины содержится от 10 до 30%.

В грунтах III, IV, V и VI классов содержание гравия не превышает 10%. При большем содержании, от 10 до 35%, к основному наименованию грунта добавляется «гравелистый», например «гравелистый песок», «гравелистая глина» и т. п. Если же гравия содержится от 35 до 50%, то грунты называются «гравийными» с добавлением наименования основного класса, например «песчано-гравийный грунт». Гранулометрический состав является основной характеристикой, от него зависят и физические свойства грунтов.

По физическим свойствам извлекаемые грунты подразделяют на связные, малосвязные и несвязные.

Связными называют грунты с пластичной связью между частицами. Под пластичностью связанного грунта понимают его способность под влиянием внешнего воздействия изменять свою форму без разрыва

видности илов, которые при извлечении сохраняют агрегатное состояние.

Физическое состояние связных грунтов характеризуют **к о н с и с т е н ц и е й**, под которой понимают степень подвижности частиц под воздействием внешних деформирующих усилий при различной влажности. В зависимости от влажности различают три формы консистенции связного грунта в естественном залегании: твердую, полутвердую, пластичную и текучую. Пластичная консистенция делится на мягкопластичную и тугопластичную. Формы консистенции определяют в лабораторных условиях путем сопоставления естественной влажности грунтов с влажностью на верхней и нижней границах их пластичности. Перед отправкой в лабораторию образцы связного грунта герметически упаковывают.

Консистенция характеризуется коэффициентом консистенции

$$k_k = \frac{W_e - W_{н.п}}{W_{в.п} - W_{н.п}} = \frac{W_e - W_{н.п}}{\Phi},$$

где W_e — естественная влажность грунта, %; $W_{н.п}$ — влажность грунта при нижней границе пластичности (пределе раскатывания грунта), %; $W_{в.п}$ — влажность грунта при верхней границе пластичности (пределе текучести), %; $\Phi = W_{в.п} - W_{н.п}$ — число пластичности.

Численные значения коэффициента k_k при различных формах консистенции [18] приведены ниже:

текучая	более 1,0
пластичная	от 1,0 до 0
мягкопластичная	от 0,1 до 0,26
тугопластичная	от 0,25 до 0
полутвердая	от 0 до -0,2
твердая	более -0,2

В полевых условиях консистенцию связных грунтов определяют визуально. При этом исходят из следующих признаков: грунты текучей консистенции растекаются, пластичные поддаются формованию и сохраняют приданную им форму (мягкопластичные легко формуются, тугопластичные — с трудом), полутвердые при формовании крошатся, а твердые при ударе не мнутся, разбиваются на куски.

Малосвязными называют грунты со слабой связью между частицами. К ним относят супеси и илы, имеющие слабые структурные связи. Гранулометрический состав малосвязных грунтов характеризуется небольшим (3—10%) содержанием глинистых частиц и преобладанием пылевато-илистых или мелкопесчаных фракций. В зависимости от этого физическое состояние малосвязных грунтов может характеризоваться показателями либо консистенции, либо плотности.

Несвязными грунтами называют такие, у которых связи между частицами отсутствуют или очень слабы. К ним относят все разновидности песка, гравия и гальки,

Физическое состояние песков и супесей зависит от **п л о т н о с т и** в условиях их естественного залегания, которая характеризуется коэффициентом плотности

$$k_n = \left(\frac{\rho_e - \rho_p}{\rho_n - \rho_p} \right) \frac{\rho_n}{\rho_e},$$

где ρ_e , ρ_p , ρ_n — соответственно плотность грунта в естественном, предельно рыхлом и предельно плотном состояниях, кг/м³.

По значению этого коэффициента, определяемого в лабораторных условиях, различают три степени состояния песчаных грунтов: рыхлые, средней плотности и плотные. Для целей дноуглубления различают еще одно состояние — очень плотное [2]. Численные значения коэффициента k_n для различных состояний грунтов составляют:

рыхлые	более 0,3
средней плотности	0,30—0,60
плотные	0,61—0,80
особо плотные	0,81—1,00

В связи с отсутствием в большинстве случаев приспособлений для отбора образцов несвязного грунта с ненарушенной структурой в полевых условиях плотность несвязного грунта определяют визуально по сопротивлению погружения в него наметки; в рыхлые песчаные грунты наметка выходит под нажимом на 30 см и более, в рыхлые галечные и гравелистые грунты — на 10 см, в песчаные грунты средней плотности под сильным нажимом с поворачиванием (втирается) — на 20—30 см, в плотные грунты наметка не втирается и при ударах отскакивает от грунта.

П о р и с т о с т ь характеризует плотность сложения грунта. Ею называется доля объема, занятая в грунте пустотами, заполненными водой и воздухом. Пористость для среднезернистых песков принимается равной 0,35.

П о д п р и л и п а е м о с т ь ю грунтов понимают их способность при увлажнении прилипать к различным материалам. Вследствие прилипаемости грунта ухудшаются условия опорожнения черпаков, затрудняется работа механического разрыхлителя, возникает дополнительное сопротивление резанию. По прилипаемости грунты делят на четыре категории: неприлипаемые — песчано-гравелистые грунты, рыхлые илы и супеси, текучие суглинки; слабоприлипаемые — илы и супеси средней плотности, мягкопластичные суглинки и текучие глины; среднеприлипаемые — тугопластичные суглинки и мягкопластичные глины; сильноприлипаемые — тугопластичные глины.

Р а з р ы х л я е м о с т ь — способность грунта увеличиваться в объеме при отделении от материка. Она влияет на степень использования вместимости черпаков и грунтовых трюмов грунтоотвозных шаланд. Разрыхляемость характеризуется коэффициентом k_p разрыхления, представляющим собой отношение объема разрыхленного грунта к объему, который он занимал с ненарушенной структурой в естественном залегании. Коэффициент разрыхления зависит от гранулометрического состава грунта и изменяется от 1,08 до 1,35. Меньшее значение соответствует пескам, большее — глинам.

та. Этот пост представляет собой геодезическую рейку 2 с сантиметровой шкалой, забитую в дно берегового склона вблизи уреза воды. При размещении рейки фиксируют положение рабочего уровня, установленное при определении $H_{p.y.}$. По рейке определяют все последующие колебания уровня и в виде поправок вводят в величину T_p . Данные об изменениях уровня воды записывают в журнал водомерных наблюдений. Глубина опускания грунтозаборного органа нижней кромкой от рабочего уровня воды (м)

$$H_p = T_p + \Delta h,$$

где Δh — запас на неровность выработки дна (для траншейных землесосов — заглубление грунтоприемника ниже проектного дна), м.

Укрупненный план прорези, составляемый на основе промеров глубин, служит для подсчета объема извлекаемого грунта и выполнения контрольных промеров прорези.

Выбор снаряда при производстве дноуглубительных работ зависит от эксплуатационно-экономических показателей снаряда, рода извлекаемого грунта, объемов и сроков выполнения работ, условий складирования извлекаемого грунта, стесненности фронта работ, гидрологического и ветро-волнового режимов водных путей и других факторов.

Себестоимость дноуглубительных работ обычно снижается с увеличением производительности дноуглубительных снарядов. Поэтому там, где возможно, следует применять снаряды более высокой производительности. При планировании работ различают техническую, расчетную и фактическую производительность снаряда.

Техническая производительность устанавливается в процессе производственных испытаний снаряда при оптимальных условиях извлечения грунта и при проектных длине и высоте транспортирования. Производительность, которая должна быть обеспечена снарядом в конкретных производственных условиях, называется **расчетной**. Значение ее определяют исходя из технической производительности Q_T

$$Q_p = k_{т.п} Q_T,$$

где $k_{т.п}$ — расчетный коэффициент использования технической производительности, устанавливаемый в зависимости от рода грунта и глубины его извлечения, толщины снимаемого слоя, дальности отвода, способа работы и др.

Производительность, достигнутая снарядом за рабочее время при извлечении заданного объема грунта, называется **фактической**.

Режимы работы снаряда определяют по технологическим таблицам или графикам, называемым технологической картой. На каждую выполняемую снарядом работу выдается **наряд-задание**, где

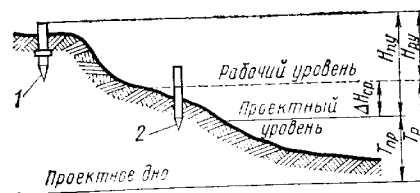


Рис. 2. К определению глубины разработки прорези

указывают наименование и размеры прорези; характеристику грунта и объем выемки; техническую и расчетную производительность снаряда; сроки выполнения работы и валовое время на разработку прорези с учетом затрат на все вспомогательные операции и производственные остановки; затраты времени на планируемые вспомогательные производственные операции, в частности установку снаряда на прорези, перекладку якорей, перевод плавающего грунтопровода, спуск на траншею, смену шаланд, сборку земснаряда по окончании работы, формирование землечерпательного каравана для буксировки, периодические остановки на пропуск судов, очистку грунтовых путей и техническое обслуживание; место и дальность отвала грунта, процесс работы и другие данные.

Основным документом, характеризующим работу снаряда, является **вахтенный журнал**. Перед началом каждой вахты командир земснаряда записывает в нем задание вахтенному начальнику, в котором указывает глубину и ширину разработки прорези, срезку уровня, запас на неровность выработки (для черпаковых снарядов), рабочее время на извлечение грунта. Вахтенный начальник записывает в этот журнал данные о выполненной работе, затратах рабочего времени, остановках и т. п. На основе данных вахтенного журнала командир земснаряда ведет **рабочий журнал**, который позволяет подвести результаты работы снаряда по каждому объекту. Учет времени работы главных и вспомогательных механизмов, расход топлива, материалов, запасных частей и т. п. фиксируется по **машинному журналу**.

Наряд-задание с заполненными в точном соответствии с записями в рабочем журнале графами о выполненной работе сдается в технический участок пути. К нему прилагаются: акт о сдаче прорези, план переката (участка работ) с нанесенными контурами разработанной прорези и места складирования грунта, а также укрупненный план прорези.

ГЛАВА 2

КЛАССИФИКАЦИЯ И УСТРОЙСТВО ДНОУГЛУБИТЕЛЬНЫХ СНАРЯДОВ

§ 4. Типы снарядов

Дноуглубительные снаряды по своей конструкции весьма разнообразны, что обусловлено различием свойств извлекаемых грунтов, условиями их складирования и т. п.

По принципу действия дноуглубительные снаряды разделяются на землесосные, черпаковые, размыватели дна, скалодробильные, скалобурильные и дноочистительные. Каждый из перечисленных типов, в свою очередь, включает в себя суда, разнообразные по конструкции и устройству. Землесосные снаряды, в частности, включают в себя землесосы, землесосы-эжекторы, землесосы-эрлифты и самоотвозные. Черпаковые снаряды могут быть многочерпаковыми, одночерпаковыми штанговыми и одночерпаковыми грейферными.

В зависимости от способа перемещения с одного участка работы на другой различают самоходные и несамоходные снаряды.

Согласно Правилам постройки судов внутреннего плавания дноуглубительным снарядам и обслуживающим их вспомогательным судам присваивается класс Речного Регистра. Основным символом в формуле класса является буквенное обозначение: «М», «О», «Р» или «Л», определяющее конструкцию корпуса и разряд водного бассейна, в котором допускается эксплуатация судна. Дополнительно к основному символу в формулу класса вносят знаки, обозначающие классификационную организацию, под техническим наблюдением которой построено судно, имеет ли оно специальное подкрепление для плавания во льду и другие данные. На суда, работающие в морских бассейнах, распространяются Правила Морского Регистра СССР.

Дноуглубительные снаряды классифицируются также по способу транспортирования извлекаемого грунта на место отвала, средствам и способам рабочих перемещений, а также по типу энергетической установки, что будет рассмотрено ниже.

Землесосы и черпаковые снаряды являются наиболее распространенными.

Каждый дноуглубительный снаряд включает в себя: рабочие устройства — грунтозаборное, разрыхлительное, грунтоотводное; устройства для рабочих перемещений; общесудовые системы и энергетическую установку.

§ 5. Землесосы

Землесос представляет собой дноуглубительный снаряд (рис. 3), который извлекает грунт и перемещает его на место отвала по грунтопроводу при помощи грунтового насоса. Отделенные от дна частицы грунта в смеси с водой, называемой водогрунтовой, или просто гидросмесью, всасываются через грунтоприемник 9 в наклонно расположенный сосун 5, затем во всасывающий грунтопровод 12 и в грунтовый насос 13, приводимый главным двигателем 14. Грунтовый насос подает гидросмесь в судовой нагнетательный грунтопровод 3, откуда по плавучему грунтопроводу 1 она отводится на место отвала. При необходимости подачи извлекаемого грунта на берег к плавучему грунтопроводу присоединяют береговой грунтопровод.

Двигатель, грунтовый насос, грунтозаборное устройство, всасывающий и нагнетательный грунтопроводы образуют в совокупности грунтонасосную установку землесоса.

Сосун располагается на опорной раме 10, установленной в диаметральной выемке, или прорези, в носовой части корпуса снаряда. Верхняя часть рамы крепится цапфами 11 на корпусных подшипниках, нижняя — с помощью блочной обоймы — на копровой башне 7 или П-образной станине. Сосун соединяется с всасывающим грунтопроводом посредством гибкого соединения 4. Для опускания сосуна в рабочее положение применяется специальное рамоподъемное устройство, состоящее из полиспаста 8 и рамоподъемной лебедки 6. На некото-

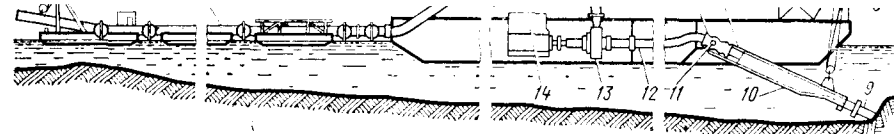


Рис. 3. Устройство землесоса

рых снарядах подъем рамы осуществляется с помощью гидроцилиндров. Корпусный нагнетательный и плавучий грунтопроводы соединяются при помощи гибкого соединения 2.

Эффективность землесоса, как уже отмечалось, зависит от свойств извлекаемого грунта. Свободно всасываются только легкие грунты. Труднее — мелкий слежавшийся песок и супеси. Для обеспечения нормальных условий грунтозабора такие грунты подвергают предварительному разрыхлению с помощью специальных гидравлических разрыхлителей. Однако при эксплуатации землесосов в тяжелых грунтовых условиях гидравлические разрыхлители становятся малоэффективными.

Поэтому при извлечении супесей, суглинков и глины землесосы оснащают механическими разрыхлителями. Землесосы без специальных устройств для предварительного разрыхления грунта в настоящее время принято считать несовершенными.

Землесосы являются наиболее эффективными дноуглубительными средствами. Основными достоинствами их перед другими типами дноуглубительных снарядов являются: непрерывность технологического процесса извлечения и транспортирования грунта; высокий уровень комплексной механизации и возможность автоматизации управления; низкая трудоемкость работ, обеспечивающая высокую производительность труда; себестоимость извлечения грунта в 2—2,5 раза меньше, чем у многочерпаковых снарядов одинаковой производительности.

Строительство землесосов началось во второй половине XIX века. До Великой Октябрьской социалистической революции землесосы в составе дноуглубительного флота были представлены небольшой частью несамоходных паровых снарядов зарубежной постройки и несколькими отечественными снарядами, созданными по их типу. После 1917 г. дноуглубительный флот начал пополняться землесосами отечественного производства. Наиболее интенсивное строительство землесосных снарядов началось в послевоенные годы. До 1949 г. строились паровые землесосы производительностью 150—250 м³/ч. В 1950 г. была построена серия новых, более совершенных дизельных землесосов типа «Сормовский-1», техническая производительность которых в настоящее время составляет 700 м³/ч. С этого времени при разработке несвязных грунтов землесос, как наиболее производительный и экономичный, стал в отечественной практике основным типом дноуглубительного снаряда.

Благодаря опыту, приобретенному в послевоенные годы, в связи с интенсивным развитием дноуглубительной техники, широко постав-

расляя стало возможным в последние годы создать землесосы с высокими технико-экономическими показателями. Парк землесосных снарядов с 1953 г. стал пополняться серийными землесосами, в основном производительностью 600, 1000 и 2500 м³/ч, построенными в ЧССР для Советского Союза. Наряду с этим на отечественных заводах продолжают выпускать и небольшие снаряды производительностью от 150 до 350 м³/ч. Управление энергетической установки и механизмами рабочих устройств землесосов — дистанционное, осуществляемое с центрального поста из ходовой рубки.

Основные данные отечественных серийных речных и озерных землесосов приведены в табл. 1. Наиболее крупный из них, производительностью 2500 м³/ч, показан на рис. 4.

Таблица 1

Характеристика	Значение характеристики для землесоса проекта				
	246 В	324 А	23-110	23-112	1-517-01
Длина и ширина корпуса, м	21,4×7	25,8×7,5	42,47×9	58×9,2	64,6×10,55
Высота борта, м	1,2	1,5	2,5	2,8	3
Осадка, м	0,67	0,64	1,28	1,43	1,68
Техническая производительность, м³/ч	250	350	700	1000	2500
Максимальная глубина всасывания, м	6	8	11	11	14
Диаметр нагнетательного трубопровода, мм	300	400	500	700	900
Дальность отвода грунта, м	120	250	400	500	600
Мощность главного двигателя, кВт	110	165	400	590	1230
Общая установленная мощность, кВт	140	240	400—565	1190	2250
Наличие движителей	Есть	Нет	Нет	Нет	Есть

Большие работы в области создания дноуглубительной техники проводятся и за рубежом, особенно в США, Японии, ФРГ и Голландии.

Землесосы, построенные до второй мировой войны, голландские специалисты относят к землесосам первого поколения (общая мощность энергетической установки 1470 кВт, а двигателя механического разрыхлителя 220 кВт); в 50—60-х годах — к землесосам второго поколения (мощность энергетического оборудования 5900 кВт, а двигателя механического разрыхлителя 885 кВт); строящиеся в 80-х годах — к землесосам третьего поколения. Последние характерны еще большим ростом мощности энергетической установки, достигающей у некоторых из них 11850 кВт, наиболее современными конструкциями специального оборудования, широким применением гидрофицированных механизмов, средств автоматизации, в том числе и управления рабочими процессами, системами ориентации на участках дноуглубительных работ, включающих в себя вычислительные машины, эхолотами для непрерывного промера глубин и т. п.

Изменился архитектурный вид землесосов и подход к вопросам проектирования корпусных конструкций и несущих конструкций специального оборудования. У голландских землесосов третьего поколения вдоль судна над бортовыми стенками надстройки первого яруса проложены массивные сварные балки коробчатого сечения, являющиеся опорами для подкранового пути. Перемещающийся по ним вдоль всего судна монтажный порталный кран грузоподъемностью 20 т позволяет выполнять любые грузоподъемные операции, связанные с обслуживанием и ремонтом специального и механического оборудования.

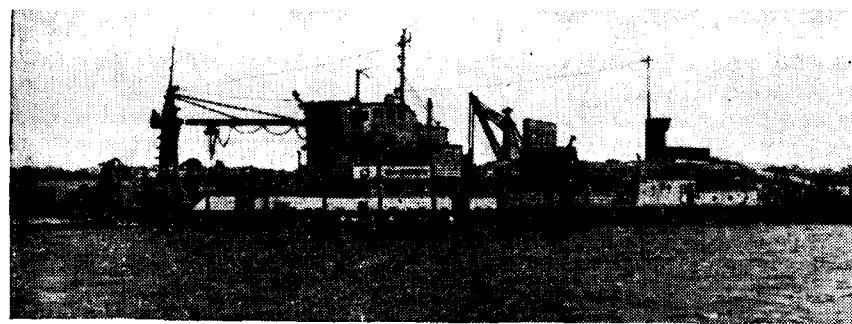


Рис. 4. Землесос производительностью 2500 м³/ч с гидравлическим разрыхлителем

Рабочие перемещения землесосов третьего поколения осуществляются с помощью кормовых свай напорного хода, передних и боковых лебедок. Для закладки рабочих якорей применяются бортовые стрелы.

Характерными для современных зарубежных землесосов, равно как и других дноуглубительных снарядов, являются изготовляемые из листовой стали коробчатые конструкции рамоподъемной башни, свайных копров, опор для напорного трубопровода и т. п., применяемые вместо широко распространенных ранее ферменных из профильного проката. Они не только проще конструктивно и технологичнее, но и лучше сочетаются с современными плоскими формами надстроек и корпуса.

Основными техническими характеристиками землесоса являются производительность по грунту, максимальная глубина извлечения грунта, дальность транспортирования и подача грунтового насоса.

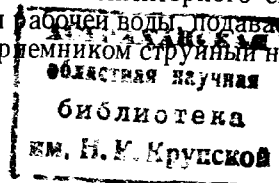
Производительность по грунту (м³/ч) определяется объемом грунта в состоянии естественной плотности (с ненарушенной структурой), извлекаемым за час непрерывной работы. Ее значение устанавливается при проектировании для определенных условий эксплуатации.

Максимальная глубина извлечения грунта у речных отечественных землесосов составляет 4—14 м. У землесосов, используемых для добычи полезных ископаемых и морских, она нередко достигает 40 м и более.

Дальность транспортирования грунта измеряется от места присоединения плавучего трубопровода к корпусному. У речных землесосов, эксплуатируемых без береговых трубопроводов, она находится в пределах 100—600 м. В некоторых случаях при использовании землесосов в гидротехническом строительстве и при выполнении намывных работ дальность транспортирования достигает нескольких километров.

§ 6. Землесосы-эжекторы, землесосы-эрлифты и самоотвозные землесосы

Землесосы-эжекторы. Принцип действия эжекторного снаряда основан на использовании энергии струи рабочей воды, подаваемой в расположенный за всасывающим трубопроводом струйный насос.



Всасывающая способность грунтового насоса зависит от глубины, не превышающая 22—25 м. Извлечение грунта с больших глубин насосом, установленным в корпусе снаряда, возможно лишь при понижении концентрации гидросмеси и производительности по грунту. Для обеспечения более эффективного грунтозабора грунтовой насос следует располагать под водой, на раме землесоса. Удобнее размещать в подводном положении струйный насос, более компактный и не имеющий подвижных деталей. Землесосы с грунтовым насосом струйного типа называют землесосами-эжекторами. Струйный насос иногда устанавливается дополнительно к основному центробежному для создания подпора на всасывании.

В качестве грунтовых используют струйные насосы с центральным или кольцевым соплом. Насос (рис. 5) состоит из центрального сопла 3, всасывающего грунтоприемника 4, камеры смещения 2 и диффузорного патрубка 1, которым он присоединяется к сосуновой трубе. Рабочая вода к соплу 3 подводится от насоса, расположенного в корпусе снаряда.

Ввиду низкого к. п. д. водоструйного насоса, который составляет не более 0,2, эжекторные снаряды по своим эксплуатационно-экономическим показателям уступают другим дноуглубительным снарядам. Поэтому для производства дноуглубительных работ в обычных условиях их не применяют. К тому же ограниченный напор, создаваемый струйным насосом, не позволяет транспортировать водогрунтовую смесь по грунтопроводу на значительные расстояния.

В настоящее время землесосы-эжекторы применяются для подводной добычи минеральных строительных материалов с больших глубин, когда она составляет 50—60 м и более. Оригинальные снаряды этого типа построены в 1960—1965 гг. в Японии. Грунтозаборное устройство снаряда «Эйджа Гоу» (рис. 6) состоит из трех гибких резиновых шлангов, навитых на большой барабан-вьюшку. Шланги, соединенные в нижней части, при стравливании опускаются в воду. По одному из шлангов подают рабочую воду для грунтового насоса, по другому — воду, разрыхляющую грунт; третий шланг служит для приема водогрунтовой смеси. Вода в шланги, концы которых закреплены внутри барабана-вьюшки, поступает через пустотелую ось, на которой вращается барабан. Водогравийная смесь из напорного шланга через грунтоотводный лоток подается в шаланду.

Землесосы-эрлифты. Первый землесос-эрлифт, или просто эрлифт, был построен в конце прошлого века. Из-за низких эксплуатационно-экономических показателей по сравнению с другими типами дноуглубительных снарядов он не получил тогда распространения. Интерес к строительству эрлифтных снарядов появился в последние годы в связи с развитием добычи полезных ископаемых и минеральных строительных материалов, в частности гравия, из подводных карьеров.

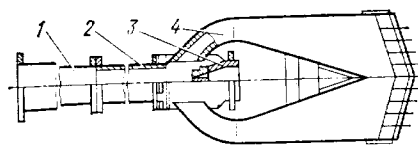


Рис. 5. Грунтозаборное устройство со струйным насосом

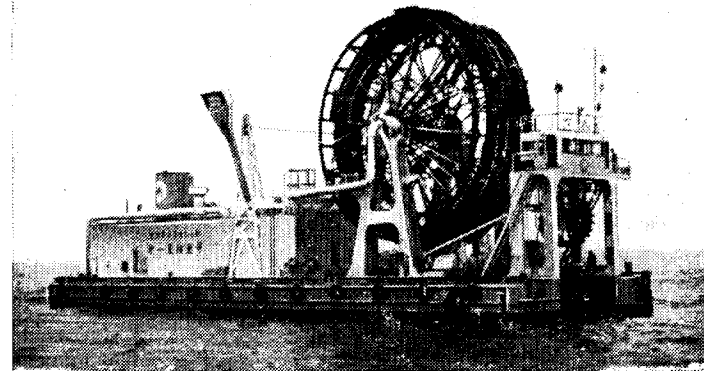


Рис. 6. Эжекторный снаряд «Эйджа Гоу»

Принцип действия эрлифтного снаряда основан на использовании энергии сжатого воздуха, подаваемого в нижнюю часть всасывающей трубы воздушным компрессором. Основными элементами снаряда (рис. 7) являются расположенные в носовой корпусной прорези грунтоподъемная труба 5 с грунтоприемником 1, воздушная труба 3 для подвода сжатого воздуха от компрессора в нижнюю часть подъемной трубы и труба 2 для подачи воды насосом в коллектор гидравлического разрыхлителя.

В рассматриваемом устройстве трубы 2 и 3 проложены над грунтоподъемной трубой. Соединение их с последней и между собой перемычками 4 создает жесткую конструкцию, имеющую в поперечном сечении вид треугольника. Соединение подвижных участков труб с неподвижными корпусными осуществляется с помощью армированных резиноканевых рукавов, которые позволяют изменять наклон труб в вертикальной плоскости от 0 до 75°. С помощью верхней оси подвеса трубы установлены на опорные стойки 8; подъем и опускание труб производится при помощи лебедки 9 через блочную подвеску.

Воздух, подводимый в нижнюю часть грунтоподъемной трубы несколько выше грунтоприемника, образует в ней водовоздушную смесь. По условию равновесия жидкости в сообщающихся сосудах наружный столб воды с высотой, равной глубине погружения, стремится уравновеситься с более легким столбом смеси в подъемной трубе. В результате при непрерывной подаче сжатого воздуха вода поступает через грунтоприемник в подъемную трубу, увлекая за собой грунт. Поднимаясь вверх, водогрунтовая смесь через изогнутый конец трубы попадает в грунтовый колодец 6, а содержащийся в ней воздух выделяется в атмосферу. Из грунтового колодца смесь грунта и воды через разгрузочное отверстие 7 отводится по лотку на берег или в грунтоотвозную шаланду.

Давление воздуха, создаваемое компрессором, принимается равным сумме противодавления окружающей среды у входа в нижнюю часть трубы и запаса давления около $1,0 \cdot 10^5$ Па на покрытие потерь в

воздухопроводах. Расход свободного воздуха составляет 1,0—1,5 м³ на 1 м³ водогрунтовой смеси с плотностью 1130—1300 кг/м³. К. п. д. эрлифта составляет 0,2—0,35. Сравнительно малое значение к. п. д. компенсируется в некоторой мере простотой устройства, обслуживания и надежностью работы эрлифта.

Использование вместо сжатого воздуха горячего газа, получаемого в свободно-поршневом генераторе газа (СПГГ), позволяет существенно повышать эксплуатационно-экономические показатели эрлифтных снарядов. СПГГ работает на дизельном топливе, имеет более высокий к. п. д. и более компактен. К тому же он обеспечивает большой расход газа при сравнительно небольшом давлении, т. е. параметры, необходимые для работы эрлифта. Важным преимуществом эрлифтных снарядов является отсутствие быстроизнашивающихся деталей, что обусловлено сравнительно небольшой скоростью движения смеси.

Действие эрлифта наиболее эффективно при вертикальном положении подъемной трубы. При наклоне ее воздух теряет свою транспортирующую способность, и смесь расслаивается. Чем меньше угол наклона трубы к горизонтальной плоскости, тем ниже производительность снаряда и тем выше удельный расход воздуха. Для повышения эффективности эксплуатации грунт перед грунтоприемником подвергается предварительному разрыхлению с помощью гидравлического разрыхлителя.

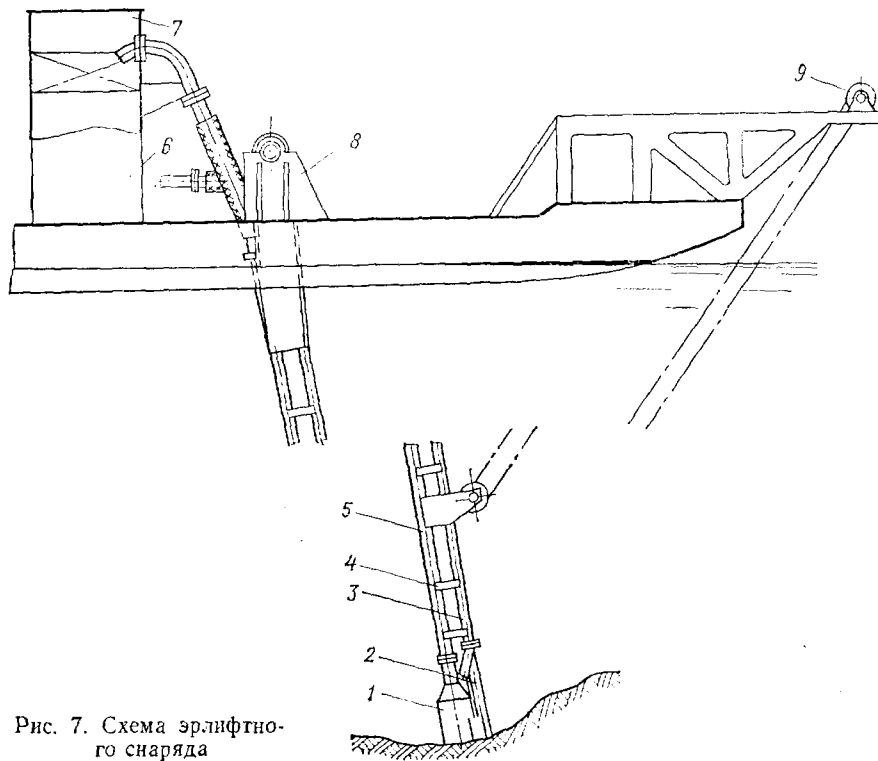


Рис. 7. Схема эрлифтного снаряда

В отечественной практике эрлифтные снаряды ранее не получили. Эти устройства за рубежом применяют для добычи полезных ископаемых и разработки гравийных месторождений.

Самоотвозные землесосы. Самоходный землесосный снаряд, транспортирующий извлеченный грунт в отвал в собственном корпусе, называют самоотвозным землесосом. При работе такого снаряда водогрунтовая смесь всасывается через грунтоприемник в наклонно расположенный сосун, затем во всасывающий грунтопровод и грунтовый насос, приводимый главным двигателем. Грунтовый насос подает водогрунтовую смесь в нагнетательный грунтопровод, проложенный над грунтовым трюмом по всей его длине. Этот грунтопровод имеет несколько патрубков с клинкетам, которые позволяют регулировать равномерность заполнения грунтового трюма по длине. Содержащиеся в гидросмеси частицы грунта осаждаются на дно трюма, а осветленная смесь сливается за борт через специальные сливные колодцы или непосредственно через комингсы трюма и палубу. После заполнения грунтового трюма грунтовый насос останавливают, сосуновую трубу поднимают из воды и укладывают на палубу в положение по-ходному. При помощи гребных двигателей землесос передвигается к месту отвала грунта и после разгрузки снова возвращается на разрабатываемый участок.

В процессе работы землесос перемещается по разрабатываемому участку с помощью гребных винтов со скоростью не менее 3,7 км/ч. Перемещение с меньшей скоростью невозможно, так как землесос становится неуправляемым. Для улучшения управляемости самоотвозные землесосы оснащают гребными винтами с регулируемым шагом и носовым подруливающим устройством.

До недавнего времени самоотвозные землесосы использовались для выполнения дноуглубительных работ только в морских условиях. С 1974 г. их стали применять и для углубления устьевых участков рек, когда большая дальность транспортирования извлекаемого грунта или волнение не позволяют эксплуатировать обычные землесосы с плавучими грунтопроводами.

По конструкции грунтового трюма различают землесосы с глухим днищем и с днищевыми разгрузочными отверстиями. Первые наиболее просты, но разгрузка их на месте отвала грунта возможна лишь при помощи собственной грунтонасосной установки.

В Голландии самоотвозные землесосы строят также с раскрывающимся корпусом. Грунтовый трюм располагается в средней части корпуса землесоса, занимающая около 40% его длины. Вместимость трюма — от 400 до 9000 м³.

Самоотвозные землесосы различают также по расположению сосунов. Большую часть вновь строящихся землесосов оснащают бортовыми сосунами.

В отличие от морских речные самоотвозные землесосы (рис. 8) являются снарядами с малой осадкой и сравнительно небольшими главными размерениями. Вместимость грунтового трюма составляет у них не более 600 м³. Недостатком самоотвозного землесоса, снижающим его эксплуатационно-экономические показатели, является большая затрата времени на транспортирование извлекаемого грунта к месту отвала.

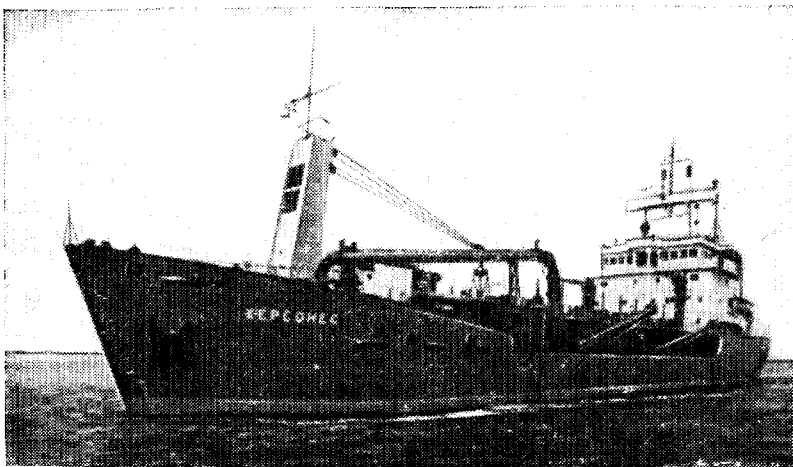


Рис. 8. Самоотвозный землесос «Херсонес»

В связи с этим их стали оснащать подвесным грунтопроводом с конической насадкой, позволяющим отводить водогрунтовую смесь за кромки разрабатываемой прорези. Некоторая часть извлекаемого грунта возвращается при этом на разработанный участок, что в некоторой мере снижает полезную производительность снаряда.

§ 7. Многочерпаковые снаряды

Грунт многочерпаковым снарядом (рис. 9) извлекается при помощи черпаков 15, соединенных в бесконечную цепь, огибающую приводной верхний 8 и направляющий нижний 16 барабаны. Цепь поддерживается черпаковой рамой 11, представляющей собой сварную ферму, и располагается в черпаковой прорези в носовой оконечности корпуса. Верхняя (рабочая) ветвь цепи перемещается по направляющим роликам 10. Ролики, называемые черпаковыми скатами, монтируют на полках боковых полотнищ черпаковой рамы. Нижняя (холостая) ветвь цепи располагается под рамой в виде провисающего участка.

Нижний черпаковый барабан устанавливают на нижнем конце черпаковой рамы, верхний — на площадке, образуемой черпаковой башней 9. Верхний конец черпаковой рамы шарнирно крепится на раскосах черпаковой башни, а нижний с помощью полиспаста подвешивается на копре или рамоподъемной башне 13. Опускание рамы на требуемую глубину и подъем ее осуществляются рамоподъемным устройством, состоящим из полиспаста 14, копра и рамоподъемной лебедки 12. Верхний подвес черпаковой рамы имеет натяжное устройство, посредством которого ее можно перемещать по раскосам черпаковой башни, обеспечивая регулирование натяжения холостой ветви цепи. Черпаки, проходя при работе снаряда через нижний барабан, заполняются

средним грунтом. Собираемые в черпаках грунты, находясь в бункере, они разгружаются в грунтовый колодец 6, который представляет собой шахту прямоугольного сечения, находящуюся внутри черпаковой башни. В зависимости от положения грунтового клапана 5 грунт направляется в грунтоотводный лоток правого или левого борта, а по нему — в грунтоотвозную шаланду.

Грунтоотводный лоток состоит из коренной неподвижной части 4, расположенной в пределах корпуса, и подвижной 3, выходящей в рабочем положении за борт снаряда. По окончании работы подвижная часть лотка с помощью полиспаста 1 поднимается лоткоподъемной лебедкой 2 в вертикальное (походное) положение. Верхний барабан получает вращение обычно от черпакового электродвигателя постоянного тока, расположенного на верхней площадке черпаковой башни, через редуктор 7 и открытую зубчатую передачу. Источником электроэнергии для электродвигателя является установленный в машинном отделении дизель-генератор переменного тока.

Для предотвращения загрязнения главной палубы, верхней площадки черпаковой башни и расположенного на них оборудования черпаковую прорезь и грунтовый колодец ограждают щитами из гофрированной листовой стали. У новых отечественных снарядов над щитами, ограждающими черпаковую прорезь, проложены направляющие из швеллерных профилей для установки на них тележки с ручной талью. Таль используется для грузоподъемных операций при ремонте и замене черпаковых скатов, расположенных за пределами вылета носового крана. Тележка перемещается с помощью стального каната электролебедкой, установленной на верхней площадке черпаковой башни.

Для рабочих перемещений на участке работ многочерпаковые снаряды оснащаются пятью оперативными лебедками: одной носовой и четырьмя боковыми, по две с каждого борта (передними и задними), и таким же количеством рабочих якорей и канатов. Все боковые лебедки современных многочерпаковых снарядов оборудуются устройствами для надводного и подводного выводов рабочих канатов в виде бортовых ро-

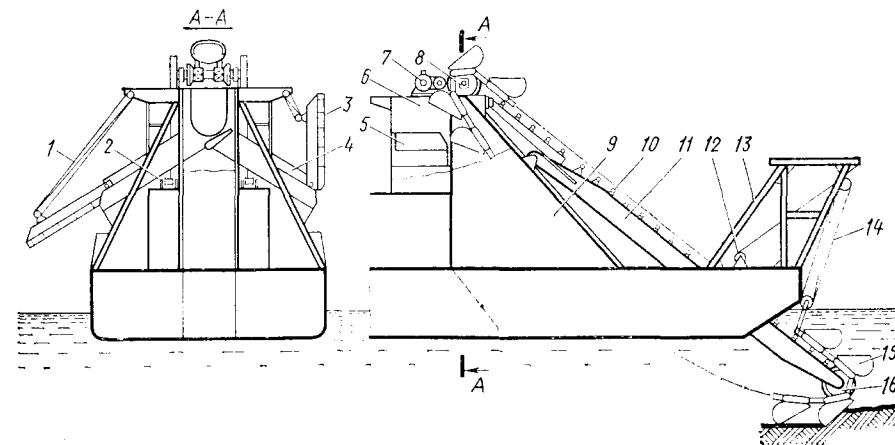


Рис. 9. Схема многочерпакового снаряда

ликовых ключевых и погружных штанг. Длина погружных штанг принимается с расчетом вывода рабочих канатов ниже днища грунтоотвозных шаланд в грузу. Вывод носового каната — надводный.

Многочерпаковые снаряды были одним из первых средств дноуглубления. В примитивном виде они появились сначала во Франции и Голландии. Первый в России, и в то время наиболее крупный в мире, паровой многочерпаковый снаряд был построен в 1811 г. Производительность снаряда 25 м³/ч обеспечивалась паровой машиной мощностью 11 кВт. Тем не менее до Великой Октябрьской социалистической революции в русском речном дноуглубительном флоте преобладали паровые несамоходные многочерпаковые снаряды, главным образом голландской постройки, характерные большим разнообразием конструктивного исполнения. Многочерпаковые снаряды этого периода имели, как правило, полностью децентрализованное управление, а черпаковый привод и оперативные лебедки были без плавного регулирования скорости. По существу отсутствовали у них и контрольно-измерительные приборы. Все они имели громоздкую двухъярусную надстройку с жилыми помещениями для экипажа.

Успехи в развитии отечественной дноуглубительной техники позволили создать в послевоенный период типовые многочерпаковые снаряды с высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями. Современные серийные снаряды являются к тому же самоходными, имеют архитектурный вид, отвечающий требованиям современной технической эстетики, оснащены средствами механизации и комплексной автоматизации.

Важным преимуществом многочерпаковых снарядов является универсальность, которая позволяет успешно использовать их в разнообразных грунтовых условиях при различных способах транспортирования вынуженного грунта. Ввиду этого их продолжают строить в возрастающих масштабах как в нашей стране, так и за рубежом.

Одновременно с количественным ростом осуществляется непрерывное конструктивное совершенствование, имеющее целью повышение эффективности, улучшение контроля и управления процессом извлечения грунта, в частности внедрения средств автоматизации, повышения износостойкости и надежности отдельных деталей и целых узлов.

Строительство многочерпаковых снарядов за рубежом наиболее развито в Голландии, ФРГ и Японии. В Голландии разработан и внедрен стандартный ряд их «ИХК Стенбак», охватывающий пять базовых типоразмеров с черпаками вместимостью 325, 400, 500, 650 и 800 л. Мощность исполнительных двигателей черпаковых приводов составляет у них от 80 до 325 кВт. Глубина черпания — от 12,5 до 23 м.

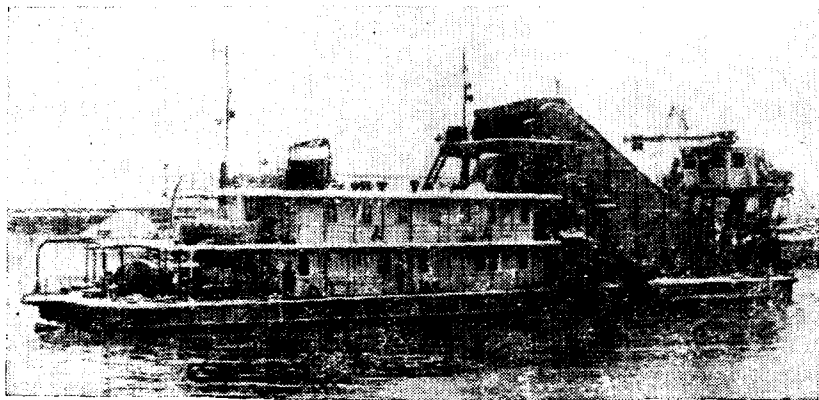


Рис. 10. Многочерпаковый снаряд производительностью 750 м³/ч

рому осуществляется строительство восьми основных типоразмеров снарядов с черпаками вместимостью 45, 120, 250, 400, 550, 750, 850 и 1000 л. Мощность их главных двигателей составляет от 14,7 до 1150 кВт. Глубина черпания — от 4 до 32 м.

Земснаряды одного и того же типоразмера строятся в Голландии и ФРГ в нескольких модификациях в зависимости от рода разрабатываемого грунта и глубины черпания. Необходимое значение последней достигается за счет цилиндрических вставок в бортовые ветви корпуса снаряда со стороны прорези и вставок в черпаковую раму.

Двигатели у самоходных многочерпаковых снарядов располагают обычно со стороны прорези.

В табл. 2 приведены основные данные по эксплуатируемым в СССР серийным речным и озерным многочерпаковым снарядам. Наиболее крупный из них производительностью 750 м³/ч показан на рис. 10.

Таблица 2

Характеристика	Значение характеристики для снаряда проекта						
	23-75	P-010	589	1499	1519	892	P-36
Длина и ширина корпуса, м	34,6×8,6	40,85×8,8	44,4×9,2	48×9,2	48×9,2	50×10,5	50×10,5
Высота борта, м	2,3	2,1	2,8	2,8	2,8	3,5	3,5
Осадка, м	0,9	1,1	1,42	1,52	1,6	2,07	2,28
Техническая производительность, м³/ч	150	250	275	350	600	500	750
Максимальная глубина черпания, м	6,5	7,5	10	10	14	10	10
Вместимость черпака, л	300	270/400	400	500	400/600	750	830
Частота опораживания, черп./мин	2—22	10—24	7—17	10—20	1—22	10—22	0—24
Мощность черпакового электродвигателя, кВт	80	135	138	160	197	2×160	2×150
Мощность главного дизель-генератора, кВт	105	150	300	200	270	2×200	2×300
Общая установленная мощность, кВт	260	350	400	440	660	550	780
Наличие двигателей	Нет	Нет	Нет	Есть	Есть	Есть	Есть

Характеристиками многочерпаковых снарядов являются часовая производительность по грунту в естественном залегании, максимальная и так называемая нормальная (самая характерная в практике эксплуатации) глубины черпания. Зарубежные снаряды различают также по вместимости черпаков.

Техническая производительность экскаваторов с гидравлическими насосами и морских снарядов составляет 150—750 м³/ч, максимальная глубина черпания — от 6 до 18 м.

Отдельные, крупнейшие морские многочерпаковые снаряды зарубежной постройки развивают производительность более 1000 м³/ч и обеспечивают глубину черпания до 35 м.

§ 8. Одночерпаковые снаряды

Одночерпаковые штанговые снаряды. Одночерпаковые штанговые снаряды предназначены для выполнения дноуглубительных работ в тяжелых грунтовых условиях, связанных с извлечением особо плотных грунтов, каменистых и чрезмерно засоренных крупными включениями, характерными для акваторий портов, судоремонтных и судостроительных предприятий. Они применяются также для уборки скалистых пород, предварительно разрушенных скалодробильными снарядами.

Рабочим органом снаряда (рис. 11) является черпак, жестко закрепленный на штанге, с помощью которой осуществляются все операции по извлечению и удалению грунта. Сама штанга, поддерживающая ее опорная конструкция и рабочие механизмы обычно расположены на поворотной платформе.

Управление механизмами рабочих устройств снаряда и его энергетической установкой осуществляется с центрального поста из рубки управления. У снарядов, оборудованных сухопутными экскаваторами, пост управления механизмами черпакового устройства расположен в кабине, размещенной на поворотной платформе. Этот тип снаряда по существу представляет собой плавучий экскаватор, обычно оборудованный рабочим механизмом прямой лопаты. В отличие от многочерпакового снаряда, обеспечивающего непрерывное извлечение грунта, одночерпаковый штанговый снаряд работает циклами, состоящими из ряда последовательно выполняемых операций, связанных с заполнением и опорожнением черпака.

Штанговые снаряды разрабатывают прорезь подобно свайно-якорным землесосам, последовательными сериями, обычно сверху вниз по течению. Забор грунта осуществляется ими в результате последовательного смещения черпака по дуге окружности, описываемой им в горизонтальной плоскости при повороте стрелы. Размер полосы, которую земснаряд разрабатывает при одном положении корпуса, зависит от выноса стрелы и длины штанги. Удаляемый грунт срезается черпаком, поднимается в нем над поверхностью воды, затем перемещается поворотом черпака и вываливается в грунтоотвозную шаланду или в отвал, за кромку углубляемого участка.

После опорожнения черпак устанавливается над местом смежной выемки грунта, и цикл повторяется.

Для установки в рабочее положение на участке работ штанговый снаряд оснащается сваями, обычно тремя. Две из них закольные, или установочные, располагаемые по бортам в направляющих колодцах в носовой части, и одна — упорная, располагаемая в ДП снаряда в спе-

навливается на тележке, перемещаемой вдоль прорези при помощи напорного устройства. Носовыми сваями воспринимаются усилия, возникающие при резании грунта и заполнении черпака. Кормовая свая служит для подачи снаряда при рабочих перемещениях. Носовые сваи устанавливаются вертикально, кормовая свая при подачах может получать некоторый наклон вперед. Погружение и подъем свай производится с помощью свайных лебедок. Чтобы снизить усилия, действующие на закольные сваи, снаряд устанавливают кормовой оконечностью обычно против течения.

Для рабочих перемещений снаряда на участке работ с одной полосы на другую или с серии на серию служит устройство, аналогичное применяемому на многочерпаковых снарядах.

В зависимости от условий рабочие перемещения штангового снаряда осуществляются по-разному. Там, где обстановка на месте работ не позволяет закладывать якоря из-за узкой прорези, снаряд работает только на сваях. В этом случае подача вперед на каждую последующую ленту производится с помощью задней сваи и черпаковой штанги. При подачах штангу опускают черпаком на грунт, возможно дальше по направлению требуемого перемещения. Подачу снаряда осуществляют с помощью напорного механизма черпаковой штанги. Закольные сваи перед подачей снаряда несколько приподнимают над поверхностью дна. При работе сериями сверху вниз подача вперед обеспечивается течением воды. При помощи черпаковой штанги, опущенной на дно, и поворотного устройства стрелы можно осуществить и поперечные перемещения снаряда при переходе с одной полосы на другую. Для перемещения загружаемых грунтоотвозных шаланд вдоль борта снаряда служит швартовное устройство, подобное применяемому на многочерпаковых снарядах.

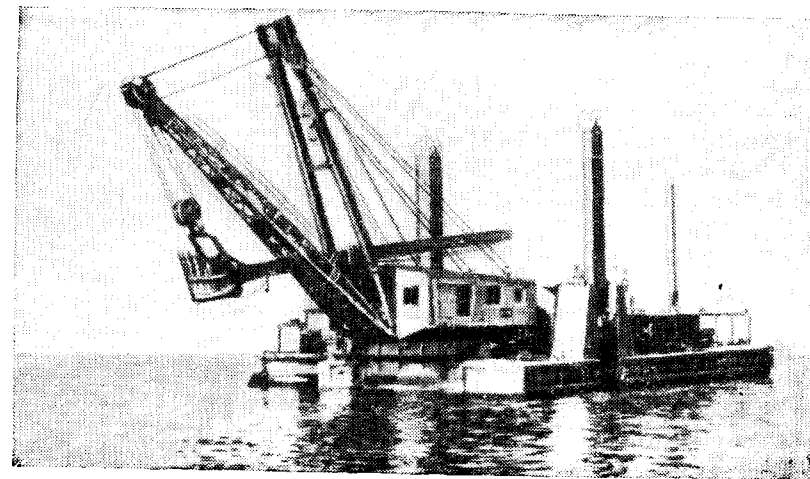


Рис. 11. Одночерпаковый штанговый снаряд с рабочим механизмом прямой лопаты

Штанговые снаряды различаются по глубине черпания, вместимости черпака, наибольшему вылету и высоте подъема его над поверхностью воды. Как правило, они самоходные. Вместимость черпака у штанговых снарядов составляет от 0,3 до 15 м³. Обычно снаряды снабжают двумя черпаками разной вместимости для извлечения тяжелых и легких грунтов.

Производительность штанговых снарядов 100—200 м³/ч, однако у некоторых она достигает 600 м³/ч при глубине черпания до 28 м. Высота подъема черпака над водой обычно не превышает 8 м. Продолжительность цикла — не менее 40 с, а у снарядов большой производительности — до 90 с.

У серийных отечественных снарядов, построенных по проекту 721, техническая производительность 120 м³/ч, глубина черпания максимальная — 7 м, минимальная — 2, наибольший вылет черпака — 17 м.

Первый штанговый снаряд в России был построен в 1905 г. В дальнейшем они не строились из-за ограниченной потребности до конца второй мировой войны. Возобновилось строительство штанговых снарядов лишь в 1954 г.

Штанговые снаряды, подобно другим дноуглубительным средствам, подвергаются дальнейшему совершенствованию. В ФРГ они оснащаются экскаваторами с рабочим механизмом обратной лопаты. Разработан типоразмерный ряд их с черпаками вместимостью от 1,6 до 14 м³ и глубиной черпания от 2 до 25 м. Черпак у этих снарядов соединяется со штангой шарнирно, а штанга шарнирно соединяется со стрелой.

Стрела имеет механизм изменения вылета, а штанга и черпак — механизмы поворота (в вертикальной плоскости). Приводы к ним — гидравлические, в виде гидроцилиндров.

Такими же в ФРГ, а также в Голландии строятся и небольшие снаряды-амфибии, предназначенные для выполнения дноуглубительных работ на малых реках, озерах, городских каналах и т. п.

Экскаваторы с рабочим механизмом обратной лопаты компактнее, легче, проще в управлении и обслуживании. Удобнее в управлении и сами снаряды, поскольку с целью снижения нагрузок на сваи они должны устанавливаться на участке работы носовой оконечностью против течения.

Управление механизмами рабочих устройств и энергетической установкой осуществляется у этих снарядов централизованно из рубки управления, расположенной в кормовой части.

Одночерпаковые грейферные снаряды. Эти снаряды предназначены для производства дноуглубительных работ на акваториях портов, судоремонтных и судостроительных предприятий, у причальных стенок, набережных и тому подобных мест, где использование снарядов других типов по тем или иным причинам неприемлемо. Они могут быть также пригодны для добычи полезных ископаемых, особенно с больших глубин, рытья глубоких подводных котлованов под плавучие доки и гидротехнические сооружения, для уборки разрушенных скальных грунтов, для выполнения дноочистительных, берегоукрепительных и грузоподъемных работ.

При использовании для целей дноуглубления в морских условиях они часто имеют собственные грунтовые трюмы вместимостью от 90 до 2000 м³, т. е. являются самоотвозными. Устройство их грунтового трюма обеспечивает разгрузку в воду.

Одночерпаковый грейферный снаряд (рис. 12) представляет собой судно, обычно самоходное, у которого извлечение грунта со дна водоема

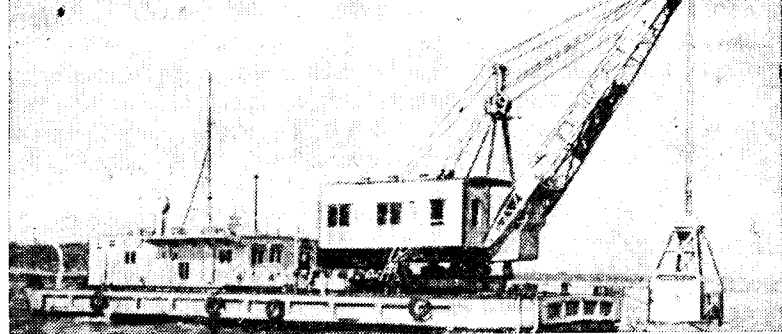


Рис. 12. Одночерпаковый грейферный снаряд

осуществляется грейферным краном. Основным рабочим органом грейферного снаряда является грейфер, подвешенный на стреле полноповоротного крана.

Грейферные снаряды работают циклами, как и штанговые. Открытый грейфер опускается на дно водоема, захватывает грунт, поднимается, поворотом крана устанавливается над местом вываливания грунта, разгружается и обратным поворотом крана устанавливается над местом следующей выемки грунта. Дальнейшие операции повторяются в прежней последовательности. Забор грунта, осуществляемый в результате последовательного смещения грейфера по дуге окружности в пределах поворота крана, происходит, как у штангового снаряда, узкой поперечной лентой.

Продолжительность цикла у грейферных снарядов несколько больше, чем у штанговых, и обычно составляет 60—80 с в зависимости от глубины извлечения грунта и опыта крановщика. Производительность грейферного снаряда определяют так же, как штангового, исходя из вместимости грейфера, степени заполнения его грунтом и числа циклов.

Грейферные снаряды при выполнении дноуглубительных работ спускаются по течению. Для рабочих перемещений их на участке работ используются оперативные лебедки и канаты с якорями, как у штанговых снарядов.

В Советском Союзе грейферные снаряды применяются главным образом для добычи минеральных строительных материалов. Лишь отдельные суда используют для выполнения дноуглубительных работ на акваториях морских портов. Небольшая часть грейферных снарядов производительностью 50 м³/ч эксплуатируется на внутренних водных путях. Все они оборудованы прикрепленными к палубе сухопутными кранами на гусеничном ходу. Грузоподъемность кранов 5,88—12 т, вылет стрелы — 18—10 м, высота подъема грейфера — 7,5—16,5 м, глубина извлечения грунта — 10—12 м, вместимость грейферов — 0,4—0,6 м³.

Наиболее широкое распространение в качестве дноуглубительных средств грейферные снаряды получили в Англии и США. Много их строится и в Японии.

Наряду с крупными грейферными снарядами за рубежом строят и небольшие снаряды-амфибии с вместимостью грейферов от 150 до 500 л и глубиной выемки грунта от 2,7 до 3,8 м. Грунтозаборные устройства их, подобные используемым на штанговых снарядах-амфибиях, оборудуют гидроприводом.

§ 9. Снаряды для разработки скальных грунтов

Скалодробильные снаряды. Как следует из названия, скалодробильные снаряды предназначены для разработки скальных грунтов, залегающих в руслах некоторых судоходных рек. Эти снаряды оборудованы скалодробильным устройством и, как правило, работают совместно с одночерпаковыми снарядами — штанговыми или грейферными. Максимальная глубина дробления грунта у скалодробильных снарядов достигает 17 м. Производительность по грунту колеблется от 5 до 20 м³/ч.

Разработка скальных грунтов стала необходимой главным образом в последние годы, в связи с дноуглубительными работами на новых судоходных трассах, возникших в результате широкого размаха гидротехнического строительства. Скалодробильная техника является поэтому новой, находящейся в стадии развития. По типу используемого скалодробильного оборудования различают снаряды со свободно падающим долотом и пневматическим молотом.

Общее представление об устройстве скалодробильного снаряда со свободно падающим долотом дает рис. 13, а. Свободно падающее долото расположено в носовой оконечности непосредственно за транцевой переборкой. Жесткая консольная направляющая придает ему при падении строго вертикальное направление. Подъем и опускание долота осуществляются электрической лебедкой с помощью стального каната, перекинутого через блок, закрепленный в верхней части стрелы-копра.

Известны снаряды, по-видимому, более крупные, у которых свободно падающее долото расположено в средней части корпуса, в специальном колодце. Кольцевая обойма — направляющая долота — в этом случае выполняется с амортизирующими элементами. Последние воспринимают передающиеся на корпус снаряда поперечные усилия, которые возникают при ударе долота о скалу вследствие неровностей дна.

В Голландии скалодробильные снаряды со свободно падающим долотом строятся в последние годы и в несколько ином исполнении. Стальной корпус их состоит из двух спаренных понтонов, образующих в средней части сквозную прорезь шириной 4 м. Над прорезью установлена эстакада — стальная сварная конструкция из профильного проката с консольными участками длиной 5,5 м, выступающими за пределы корпуса. На эстакаде уложены рельсы, по которым перемещаются две тележки со скалодробильным оборудованием. Преимуществом этих снарядов является то, что дробление грунта может осуществляться ими без перемещения на участке длиной до 40 м. Масса долота составляет 15—30 т, частота ударов — 50—180 в час.

Голландий также с пневматическими молотами (рис. 13, б). Тележки, на которых они монтируются, устанавливают на двух мостовых самоходных кранах. При работе краны перемещают вдоль корпусной прорези, а тележки с молотами — поперек ее. Оба молота работают одновременно.

Масса долота пневматического молота у снарядов, построенных в Голландии для Советского Союза, составляет 1,7 т, а масса молота — 0,4 т. Количество ударов — 95—105 в минуту. Давление воздуха 0,6 МПа, расход — около 20—22 м³/мин. Мощность дизеля, приводящего в действие ротационный компрессор, составляет 400 кВт.

Энергия удара пневматического молота намного ниже, чем свободно падающего долота, однако высокая частота его ударов позволяет достичь сопоставимой производительности, но при несколько больших затратах энергии.

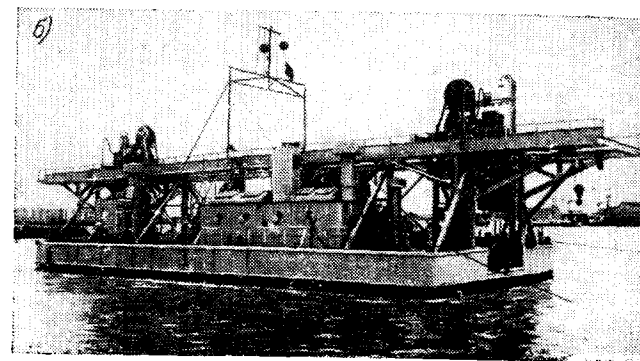
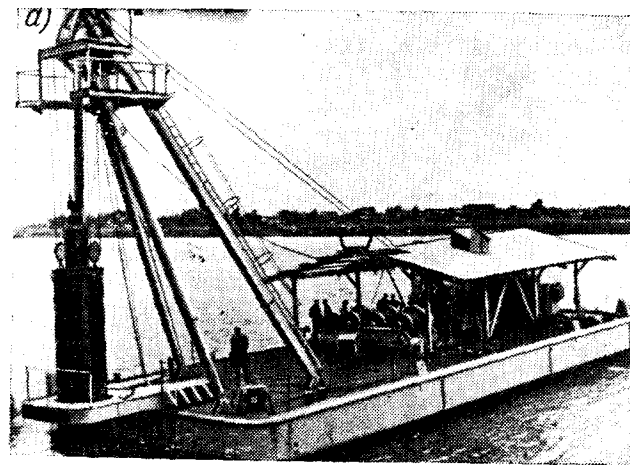


Рис. 13. Скалодробильные снаряды

аналогично используемому у штанговых и грейферных снарядов.

Скалобурильные снаряды. Назначением снарядов является выполнение подготовительных работ, связанных с разрушением скальных грунтов при помощи взрывов. Взрывной метод применяется при удалении толстых слоев скального грунта. В этом случае он эффективнее дробления долотом или пневматическим молотом.

Основной операцией, выполняемой скалобурильным снарядом, является бурение шпуров-каналов круглого сечения диаметром до 106 мм для укладки в них взрывных зарядов. Бурение осуществляется пневматическими бурильными станками, приводимыми в действие от компрессорной станции передвижного типа, располагаемой на главной палубе снаряда.

Шпуров располагают несколькими рядами. Одновременный взрыв нескольких зарядов повышает их эффективность. Для разрушения породы до проектного дна шпуров заглубляют ниже его отметки. Бурение шпуров производят с плавучей платформы, установленной на понтонах. Платформа по длине имеет несколько прорезей с рельсовыми направляющими для перемещения по ним бурильных станков. Платформа располагается непосредственно перед транцевой переборкой корпуса около бурильного снаряда и неподвижно закрепляется на месте бурильных работ с помощью свай.

Перемещение снаряда на участке работ осуществляется обычно посредством четырех ручных боковых лебедок — двух передних и двух задних. Скалобурильные снаряды оснащают также оборудованием для выполнения взрывных работ и водолазной станцией.

§ 10. Размыватели дна и дноочистительные снаряды

Размыватели дна. В определенных условиях для выполнения дноуглубительных работ достаточно размывать грунт струями воды и привести его во взвешенное состояние. Удаление размываемого грунта может осуществляться самим течением.

Идея постройки размывателей дна возникла в конце прошлого века. В Советском Союзе первый опытный снаряд такого типа был построен в 1938 г. Современные размыватели дна, в частности используемые на р. Амударье (рис. 14), являются сравнительно крупными самоходными двухкорпусными судами с дизель-электрической установкой общей мощностью более 1000 кВт, общесудовыми устройствами и централизованным управлением. Кроме устройства для размыва грунта, они также оснащены и обычным грунтозаборным устройством, обеспечивающим всасывание и отвод части размываемого грунта за пределы разрабатываемой прорези на расстояние до 25 м от диаметральной плоскости (ДП).

Грунтотнасосная установка включает в себя четыре грунтовых насоса с подачей по 1475 м³/ч при напоре 15 м, приводимых в действие электродвигателями переменного тока мощностью по 100 кВт.

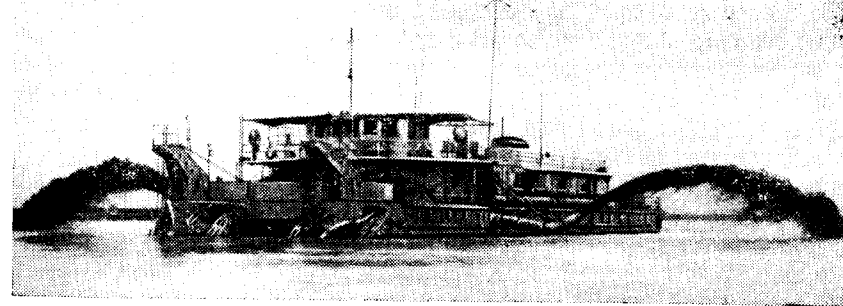


Рис. 14. Размыватель дна

Устройство для размыва грунта состоит у этих снарядов из соединенных попарно четырех щелевидных грунтоприемников с гидравлическими разрыхлителями. Размыв грунта осуществляется на ширине до 15 и глубине до 3 м. Коллектор гидравлического разрыхлителя, обеспечивающего размыв грунта, расположен над зевом грунтоприемников.

Размыватели дна имеют сравнительно узкую область применения. Использование их возможно лишь при разработке легких наносных грунтов, причем в тех случаях, когда скорость постоянного естественного или периодического течения воды способна относить размываемый грунт с участка дноуглубительных работ на достаточно большое расстояние.

Дноочистительные снаряды. Судно, предназначенное для выполнения дноочистительных работ, называют дноочистительным снарядом.

Дноочистительные работы включают в себя: траление — обследование водного пути и отыскание подводных препятствий, представляющих опасность для судоходства (затонувших тяжелых и громоздких предметов, крупных валунов, забитых свай, пней и т. п.); обозначение подводных препятствий знаками судоходной обстановки; извлечение препятствий со дна рек и водоемов и удаление их на берег.

На внутренних водных путях СССР эксплуатируются три типа серийных дноочистительных снарядов: самоходные озерный и речной и несамоходный речной.

Корпус самоходного озерного снаряда — стальной, с плавными носовыми обводами и прямоугольной в плане кормовой частью; движитель — водометный; скорость хода — 13 км/ч. Для подъема подводных препятствий используются носовая поворотная стрела грузоподъемностью 20 т и кормовой кран автомобильного типа грузоподъемностью 10 т. На снаряде имеются водолазная станция и гидромониторная установка, аппарат для подводной резки металла и эхолот для промера глубин. При разделке карчей и извлечении громоздкой древесины применяется электропила.

Снаряд оснащен металлическим тралом, предназначенным для контроля за переформированием русла, обнаружения препятствий и провер-

ки чистоты судового хода. Ширина траления зависит от мощности шаланд, барж с грузовыми стрелами и других судов. Для рабочих перемещений в процессе удаления подводных препятствий имеется четыре боковых электрических лебедки. Энергетическая установка снаряда — дизель-электрическая, общая мощность — 240 кВт, управление энергетической установкой и рабочими процессами — дистанционное, из ходовой рубки.

В отличие от озерного речной дноочистительный снаряд имеет корпус понтонного типа, с прямостенными бортами. В качестве движителя используется гребной винт. Скорость хода — 9 км/ч. Для производства дноочистительных работ снаряд оснащен носовым неполноповоротным краном грузоподъемностью 10 т, а также тем же оборудованием, что и озерный снаряд. Для выполнения тральных работ имеется металлический трал с шириной траления 10,4 м. Энергетическая установка — дизельная, общая мощность — 170 кВт.

На самоходных речных дноочистительных снарядах предусматривают один кран грузоподъемностью 10 т.

ГЛАВА 3

ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ ИЗВЛЕЧЕННОГО ГРУНТА

§ 11. Трубопроводный способ и отвод грунта через конические насадки

Трубопроводный способ. Если результатом извлечения грунта является водогрунтовая смесь, то применяют трубопроводный способ транспортирования грунта. У речных землесосов обычно используют только плавучий трубопровод. В тех случаях, когда извлекаемый грунт необходимо удалить на берег, к плавучему трубопроводу присоединяют береговой трубопровод.

Плавучий трубопровод (рис. 15) обычно состоит из отдельных секций-понтонных, несущих грунтовые трубы, гибко соединенные между собой. Один конец плавучего трубопровода шарнирно присоединяется к корпусному нагнетательному трубопроводу, другой — закрепляется с помощью стальных канатов 2 на двух якорях на месте отвала грунта 3 или соединяется с береговым трубопроводом. Под влиянием течения и ветра плавучий трубопровод принимает в плане форму петли, обеспечивающей возможность передвижения землесоса в процессе работы без перемещения концевого понтона или берегового трубопровода.

При складировании в воду грунт на месте отвала укладывается за одной из кромок прорези в виде непрерывного вала. При разработке прорези сериями сверху вниз концевой понтон перемещается по течению за счет периодического травления канатов с барабанов двух электрических лебедок, установленных на нем. С помощью канатов концевой понтон может перемещаться влево и вправо от среднего положе-

укладку грунта в пределах требуемой ширины.

Несколько секций плавучего трубопровода оснащают шпильками или лебедками и кнехтами. При отсутствии течения или при сильном низовом ветре с промежуточных понтонов закладывают дополнительные оттяжные якоря, служащие для удержания плавучего трубопровода в требуемом положении. Эти понтоны используют также для соединения и разъединения трубопровода при буксировках землесоса. Разъединяемые участки оснащают быстроразъемными соединениями. Для закрепления концевого понтона, которое необходимо при завозке его оттяжных якорей, иногда используется устройство с закольной сваей.

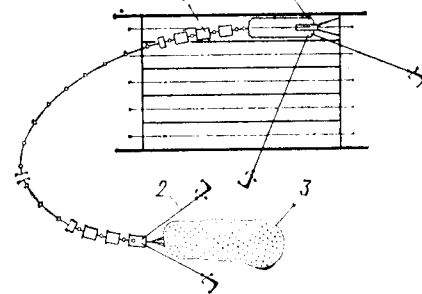


Рис. 15. Плавучий трубопровод

Сложная конструкция такого трубопровода, большая масса и осадка понтонов создают много неудобств в эксплуатации. При обычной конструкции он не пригоден для работы в условиях ветро-волнового режима даже речных водохранилищ. Ввиду этого применяют плавучие трубопроводы и других конструкций. Известны, в частности, беспонтонные трубопроводы, которые могут работать при значительной высоте волны, и подвесные, с помощью которых грунт отводится к месту отвала по прямой на расстояние от 30 до 100 м.

На плавучих трубопроводах дноуглубительных землесосов устанавливают сигнальные огни. По всей длине трубопровода на специальных стойках прокладывают силовую, осветительную и телефонную кабели.

При дноуглубительных работах на реках США нашли применение спрямленные управляемые трубопроводы, которые поддерживаются под заданным углом к диаметральной плоскости снаряда за счет реакции струи вытекающей гидросмеси.

Отвод грунта через конические насадки. Грунт с помощью конических насадок (рис. 16) отводят на короткие расстояния по подвесному трубопроводу без каких-либо специальных устройств и по воздуху, используя кинетическую энергию струи водогрунтовой смеси.

Вода при истечении в виде струи описывает траекторию, близкую к параболе. Если на выходном конце корпусного напорного трубопровода установить коническую насадку, расположенную под углом около 35° к горизонту, и площадь ее выходного сечения сделать небольшой, обеспечивающей скорость вылета струи 15—20 м/с, то высота полета ее достигнет 25—30 м. Этого достаточно для обеспечения нормальных условий эксплуатации землесосов на малых реках или каналах, где применение плавучего трубопровода затруднено.

При большей дальности отвода грунта использование насадок неэкономично, так как на каждый метр полета струи требуются затраты

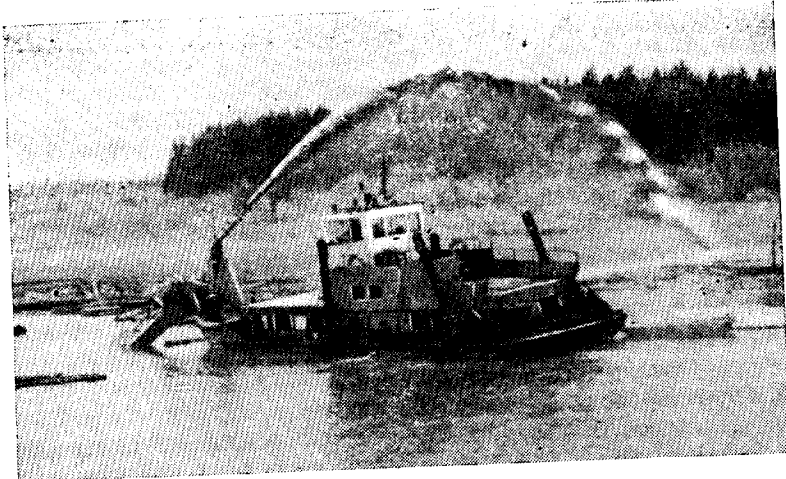


Рис. 16. Отвод грунта при помощи конической насадки

энергии в 15—20 раз больше, чем при транспортировании по трубопроводу.

Недостатком отвода грунта через конические насадки является также и то, что при эксплуатации землесоса в ветренную погоду мельчайшие частицы грунта, содержащиеся в водогрунтовой смеси, осаждаются на снаряде, что не только загрязняет палубу и надстройки, но может пагубно сказаться на работе специального палубного оборудования и санитарных условиях работы команды. Ввиду этого конические насадки целесообразно использовать в комплексе с укороченным плавучим или подвесным грунтопроводом.

§ 12. Шаландовый и лотковый способы

Шаландовый способ. Этот способ транспортирования извлеченного грунта наиболее характерен для черпаковых снарядов. Он достаточно удобен, но дорог, поскольку требует применения специальных судов, самоходных или буксируемых, называемых грунтоотвозными шаландами.

Несудоходная часть реки, как правило, бывает достаточно широкой, что позволяет производить отвал грунта от места работы снаряда сравнительно недалеко. Порожнюю шаланду перед загрузкой грунтом устанавливают к борту снаряда так, чтобы ее кормовая часть оказалась под грунтовым лотком. По мере загрузки ее перемещают по течению в сторону кормовой оконечности снаряда при помощи специального швартовного устройства.

Необходимое количество работающих шаланд определяют расчетом. Для работы снаряда без простоев в ожидании шаланд продолжительность загрузки их не должна превышать времени, затрачиваемого на

снаряду. Обычно их две. Пока одна из шаланд загружается, другая транспортирует грунт на место отвала. Несамоходные шаланды буксируют методом толкания. Для того чтобы снаряд не простаивал при смене шаланд, загрузку их производят попеременно с обоих бортов снаряда.

Лотковый способ. Практическое применение лоткового способа транспортирования грунта ограничивается обычно небольшими многочерпаковыми снарядами, которые эксплуатируются в специфических условиях, характерных малой дальностью отвода грунта, на малых реках, приозерных каналах и т. п., т. е. в тех случаях, когда из-за стесненности условий не могут быть использованы грунтоотвозные шаланды.

Извлеченный грунт многочерпаковыми снарядами с лотковым отводом грунта укладывается вдоль одной из кромок разрабатываемой прорези. Для того чтобы грунт можно было удалять возможно дальше за кромку, рабочие перемещения снаряда следует осуществлять по нормали к оси прорези. Длина лотка должна быть не менее ширины прорези, в противном случае извлечение грунта со всей площади окажется возможным только путем перевалки, т. е. повторной разработки. Дальность лоткового отвода грунта более 60 м от ДП снаряда считается конструктивно нерациональной.

Конструкции лотковых устройств разнообразны. Имеются снаряды с одним лотком, монтируемым перед началом работ на том борту, со стороны которого предполагается отвод грунта на место отвала, и с двумя лотками, размещаемыми с каждого борта. Лотки изготовляют из отдельных секций длиной 3—5 м полукруглого или полуэллиптического сечения. У некоторых современных снарядов вместо лотков применяются трубы. Конструкция такого устройства становится проще, компактнее и дешевле в изготовлении.

Лоток 5 подвешивают при помощи тросовых оттяжек 4 на наклонной А-образной стреле 6 (рис. 17), раскрепляемой к черпаковой башне. А-образная стрела нижней частью шарнирно крепится на П-образной

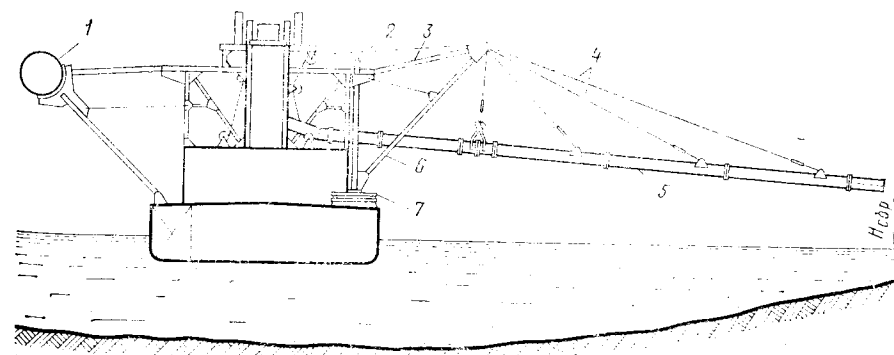


Рис. 17. Схема лоткового устройства

колонне 2. Сама колонна устанавливается вертикально на платформе 7. Верхняя часть колонны имеет ось вращения, расположенную в подшипнике, который жесткими оттяжками раскрепляется к черпаковой башне. При таком исполнении колонна вместе с лотком может поворачиваться, обеспечивая лотку рабочее и походное положения. Лоток не только подвешен на стреле, но и шарнирно соединен со стойками колонны. Изменение угла наклона стрелы, осуществляемое с помощью полиспаста 3 и лебедки, обеспечивает некоторый подъем лотка, необходимый при укладке его на седла для походного положения. Длина лотков при переходах снаряда принимается с таким расчетом, чтобы они не выступали за пределы корпуса снаряда.

Стрела для крепления конца лотка или трубы у небольших снарядов перемещается на ходовых катках по рельсовому пути, проложенному в форме полукруга на главной палубе, с помощью электромеханического привода. Поворот лотка по полукругу обеспечивает отвод грунта с любого борта и походное положение в ДП снаряда при переходах.

Для транспортирования грунта необходимо, чтобы угол наклона лотка был не менее $5-6^\circ$. Практически он бывает и меньше, около 3° . Смотечное движение грунта по лотку достигается за счет разжижения его водой и в тем большей мере, чем частицы грунта крупнее. Обычно расход воды составляет $3-4 \text{ м}^3$ на 1 м^3 грунта. При транспортировании песчано-гравелистых грунтов степень разжижения доводят до 5, а угол наклона лотка — до 8° . Для подачи воды на лотки используется специальный центробежный насос с дистанционным управлением из рубки.

Транспортирование грунта по длинному лотку требует по сравнению с обычными многочерпаковыми снарядами увеличения высоты расположения грунтового клапана, а следовательно, и верхнего черпакового барабана. В результате высота черпаковой башни от уровня воды увеличивается у этих снарядов до $14-16 \text{ м}$, удлиняется черпаковая рама и черпаковая цепь.

Остойчивость снаряда при этом снижается, к тому же возникает необходимость выравнивания крена. Последний устраняют за счет использования уравнивающих понтонов, жестко прикрепляемых к корпусу снаряда с противоположного борта, или специальных балластных цистерн 1—корпусных и выносных за борт с помощью П-образной поворотной стрелы.

Лотковый отвод грунта в настоящее время применяется редко как в нашей стране, так и за рубежом. Несмотря на то, что по сравнению с шаландовым он экономичнее, следует иметь в виду, что снаряды с лотковым устройством являются конструктивно сложными и сравнительно дорогими в изготовлении. К тому же довольно значительны у них и затраты энергии на работу насоса, подающего воду в грунтовой колодец на размыв и разжижение грунта.

Трудоемки и сами работы по наладке лотков, их демонтажу и обслуживанию. При использовании лотков выше и затраты энергии на подъем грунта в черпаках.

Транспортирование ленточными конвейерами. Для отвода грунта на короткие расстояния при извлечении его многочерпаковыми снарядами, особенно в естественных условиях, вместо длинных грунтоотводных лотков могут быть использованы ленточные конвейеры. В отличие от лотка конвейер может перемещать грунт в вертикальном направлении с довольно значительным углом подъема, достигающим 18° . Поэтому применение конвейера позволяет увеличить высоту сброса грунта без увеличения высоты черпаковой башни.

Другим преимуществом использования ленточных конвейеров являются меньшие затраты энергии, причем не только на транспортирование грунта, но и на подъем его в черпаках.

Вопрос об использовании ленточных конвейеров может быть решен по-разному в зависимости от условий и дальности отвода грунта. При сравнительно небольшом расстоянии до места отвала ($25-30 \text{ м}$) применяются бортовые подвесные конвейеры.

Конвейерный способ отвода извлекаемого грунта экономичнее лоткового, однако область его практического применения, как и лоткового, остается узкой вследствие относительно малой дальности транспортирования грунта и явной невыгодности конструктивных решений, обеспечивающих использование длинных конвейеров. Подвесные конвейеры намного тяжелее лотков и дороже в изготовлении. Использование их вызывает затруднения в обеспечении необходимой остойчивости снаряда. Надежность работы конвейеров ниже, чем лотков, обслуживание и ремонт — сложнее и дороже.

При транспортировании грунта на большие расстояния от места работы, достигающие 50 м и более, используются автономные плавучие конвейеры, устанавливаемые в цепочку один за другим. Значительно большее применение получили короткие, длиной $10-12 \text{ м}$, бортовые конвейеры для отвода извлекаемого грунта в грунтоотвозные шаланды. Достижимое при их эксплуатации снижение черпаковой башни существенно повышает остойчивость снаряда, что особенно важно при выполнении дноуглубительных работ в морских и озерных условиях. Расположение таких конвейеров бывает различным.

Обычно их устанавливают под короткими лотками грунтового колодца, по одному с каждого борта. Конвейеры в этом случае подобно лоткам изготовляют состоящими из двух шарнирно соединенных частей: коренной неподвижной, горизонтально расположенной на главной палубе в пределах корпуса, и подвижной, выходящей в рабочее положение за борт снаряда. По окончании работы подвижную часть конвейера при помощи полиспаста и лебедки поднимают в вертикальное положение.

Конвейерную ленту изготовляют из износостойких синтетических материалов. Ширина ленты — от $1,3$ до $1,7 \text{ м}$. Мощность электродвигателя привода ленты у крупных морских японских снарядов не превышает 25 кВт (при скорости движения ленты $1,5-2,0 \text{ м/с}$).

На речных снарядах расположение черпакового устройства определяется не только возможностью отвода грунта в шаланды. Сокраще-

ние высоты черпаковой рамы, как и при лотках, привело бы у них к нежелательному смещению башни в сторону черпаковой прорези. Это, в свою очередь, вызвало бы затруднения в удифферентовании судна и обусловило бы менее рациональное расположение палубного оборудования.

Самоотвозный способ. При дноуглубительных работах на морских каналах и в устьевых участках рек, когда удаление извлеченного грунта с помощью плавучего грунтопровода невозможно, находит применение самоотвозный способ. Как уже отмечалось, для указанных условий эксплуатации применяются специальные самоотвозные землесосы и грейферные снаряды, обеспечивающие транспортирование извлеченного грунта на место отвала в грунтовой трюме, размещенном в корпусе снаряда.

Непосредственный способ. Транспортирование извлеченного грунта при этом осуществляется самим рабочим органом. Способ характерен поэтому для одночерпаковых штанговых и грейферных снарядов при использовании их на дноуглубительных работах около берега, в каналах, на малых реках или у причальных стенок, когда вылет ковша является достаточным для переноса грунта за пределы разрабатываемого участка.

Являясь наиболее экономичным, непосредственный отвод грунта имеет однако весьма ограниченное применение.

ГЛАВА 4

СПОСОБЫ РАБОЧИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЗЕМСНАРЯДОВ

§ 14. Перемещение снарядов при помощи якорей

В процессе эксплуатации земснаряд перемещается в пределах разрабатываемого участка землечерпательной прорези. Перемещение земснаряда, при котором осуществляется постоянный контакт грунтоприемника с грунтом, называют рабочим. Другие перемещения, осуществляемые с приподнятым над грунтом грунтоприемником, — вспомогательными. К ним относятся, например, перемещения для пропуска проходящих транспортных судов.

Подводную разработку грунта в зависимости от его физико-механических свойств ведут двумя способами: траншейным или папильонажным. Каждому из них присущ вполне определенный характер перемещения грунтозаборного органа. При траншейном способе работы грунтоприемник земснаряда перемещается вдоль разрабатываемой прорези, при папильонажном — поперек нее. Известно несколько разновидностей папильонирования: якорное, свайно-якорное. Выбор способа рабочих перемещений земснаряда оказывает решающее влияние на конструкцию грунтозаборного устройства и характеристики средств, обеспечивающих эти перемещения.

Для рабочих перемещений используется от трех до шести оперативных лебедок, устанавливаемых на палубе. Они оборудуются кана-

тами и рабочими якорями. Дноуглубительные снаряды, оснащенные такими средствами, называют якорными. К числу их относятся траншейные и папильонажные землесосные снаряды, а также многочерпаковые земснаряды.

Перед началом работы земснаряд устанавливается на нижней границе серии I. При помощи специальных средств рабочие якоря с прикрепленными к ним канатами развозят за пределы прорези и сбрасывают на грунт. После установки земснаряда на месте работ грунтоприемник опускают на дно и погружают на заданную глубину.

При траншейном способе (рис. 18, а) за счет работы носовой лебедки земснаряд, подтягиваясь к якорю, извлекает грунт. Закономерность перемещения земснаряда вдоль прорези обеспечивается автоматизированной системой ориентации или визуально по продольным створам путем воздействия на органы управления боковыми лебедками. Наматывая канаты на барабаны боковых лебедок одного борта и при необходимости одновременно стравливая канаты с барабанов лебедок другого борта, добиваются удержания земснаряда на заданном курсе.

Достигнув верхней границы серии I грунтозаборное устройство приподнимают. Процесс грунтозабора прекращается. Под действием сил течения и за счет работы оперативных лебедок земснаряд сплыва-

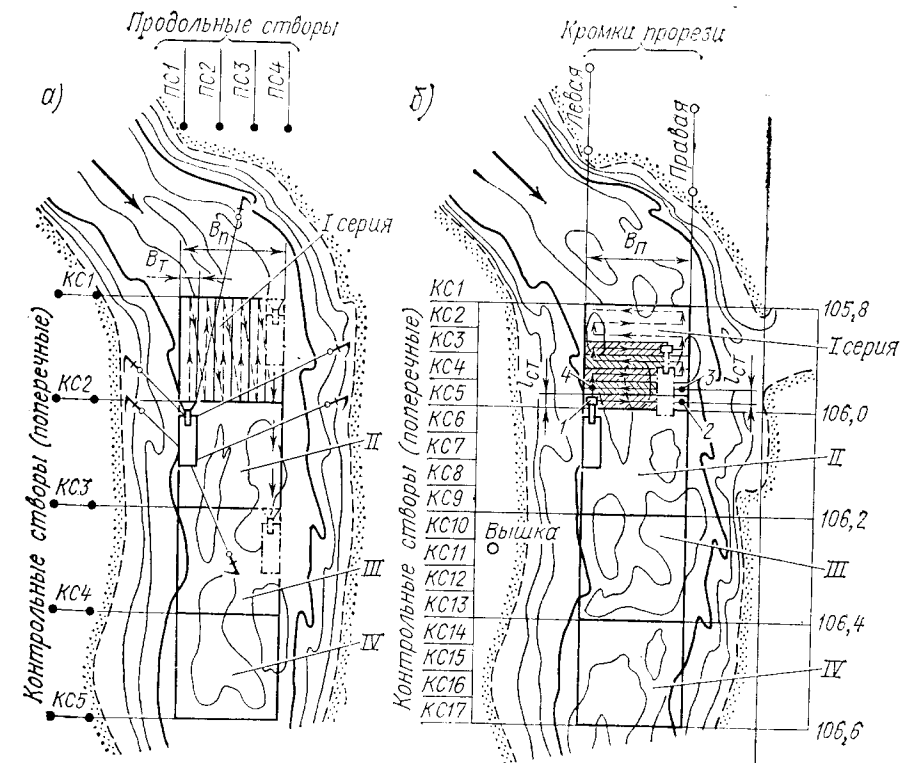


Рис. 18. Схемы рабочих перемещений якорных земснарядов

ет вниз по течению к нижней границе серии, одновременно смещаясь в поперечном направлении на величину B_T , равную ширине траншеи. При низкой скорости течения или при его отсутствии для снижения затрат времени на перевод земснаряда на начало очередной траншеи используется кормовая лебедка. Как только грунтоприемник окажется на нижней границе серии I он вновь опускается на заданную глубину. В дальнейшем процессы передвижения земснаряда повторяются, пока не будет разработана вся серия.

Для разработки следующей серии выполняется перестановка земснаряда. Она заключается в том, что боковые якоря перекалывают на новое место, против серии II , а земснаряд переводят на нижнюю границу этой серии, устанавливая грунтоприемник против контрольного створа. Так, последовательно, разрабатывают все серии углубляемой прорези шириной B_T .

Рассмотренная технология перемещения земснаряда, называемая сериями «сверху — вниз», а внутри серии — траншеями «снизу — вверх», наиболее часто применяется в речном дноуглублении.

При работе якорных земснарядов папильонажным способом раскладки рабочих якорей остается той же. Рабочие перемещения земснаряда от одной кромки прорези к другой (рис. 18, б) осуществляются боковыми лебедками, поочередно работающими на выбирание каната при заторможенном барабане и отключенном двигателе носовой лебедки. Закономерное перемещение земснаряда обеспечивается путем вращения его по дуге окружности постоянного радиуса относительно якоря носовой становой лебедки.

Грунтоприемник, заглубленный в грунт, перемещается вместе со снарядом из положения 1 в положение 2. После этого снаряд подается вперед на $l_{ст}$, называемую подачей и оказывается в положении 3. Величина $l_{ст}$ определяет ширину поперечной траншеи, которую принято называть лентой. Затем земснаряд из положения 3 совершает перемещение к противоположной кромке прорези до положения 4. В дальнейшем процесс повторяется в такой же последовательности. После разработки первой серии снаряд перемещается на начало второй серии.

При папильонажном методе работы поперечные перемещения снаряда, выполняемые поочередно влево и вправо, чередуются с короткими подачами вперед, без прекращения грунтозабора. Таким образом, при папильонажном методе работы нет холостых ходов в процессе разработки грунта на данной серии.

Траншейный способ характерен тем, что рабочие перемещения снаряда чередуются со вспомогательными (переход на очередную траншею), сопровождающимися подъемом рамы и прекращением грунтозабора. Наличие вспомогательных перемещений при траншейном способе работы не означает, что он менее эффективен, чем папильонажный. Во-первых, при траншейном способе вследствие значительной площади сечения разрабатываемых траншей снаряд движется относительно медленно. В связи с этим снижается интенсивность труда оператора, менее изнашиваются якорные канаты и лебедки. Более благоприятными оказываются при этом и условия грунтозабора, поскольку в процессе

движения земснаряда по траншее зев грунтоприемника ориентирован к обрушающемуся откосу грунта.

Для папильонажных земснарядов из-за меняющегося направления рабочих перемещений оказывается затруднительным создать простую и надежную конструкцию грунтоприемника, зев которого был бы ориентирован аналогичным образом. Поэтому при работе снаряда в грунтоприемник с одной стороны поступает гидросмесь, а с другой — вода, разжижающая эту гидросмесь и снижающая производительность снаряда по грунту.

При сравнении способов работы принимается во внимание и необходимая частота изменения направления рабочих перемещений. С этой точки зрения для разработки длинных и узких прорезей целесообразен траншейный способ. Определяющее влияние на выбор способа и средств рабочих перемещений оказывает род разрабатываемого грунта. При траншейном способе работы смежные траншеи не перекрывают друг друга. Поэтому углубление разрабатываемого участка по всей площади возможно только в том случае, если гребни между траншеями обрушаются и размываются потоком реки (рис. 19, а). В связи с этим траншейный способ применяют лишь при разработке осыпавшихся грунтов. Им работают землесосные снаряды, оснащенные щелевидными или эллиптическими грунтоприемниками.

Связные и каменистые грунты не поддаются размыву потоком реки. И поэтому разработку их приходится вести так, чтобы образующиеся при работе гребни не выступали за проектный уровень дна. Это возможно, когда грунтоприемник 2 частично перекрывает ранее разработанную поверхность 1 дна переката (рис. 19, б).

Папильонажный способ получил распространение при извлечении любых грунтов. Этим способом работают землесосные и многочерпаковые снаряды.

При рабочих перемещениях земснаряд ориентируют на прорези так, чтобы диаметральной плоскостью была параллельна оси прорези (параллельный папильонаж) или под углом α в ней. Второй способ перемещений называют багермейстерским. Значение угла α принимают от 15° до 35° в зависимости от рода извлекаемого грунта, толщины снимаемого слоя и ширины прорези. Параллельный способ используется при глубинах на кромках прорези больше осадки снаряда, при извле-

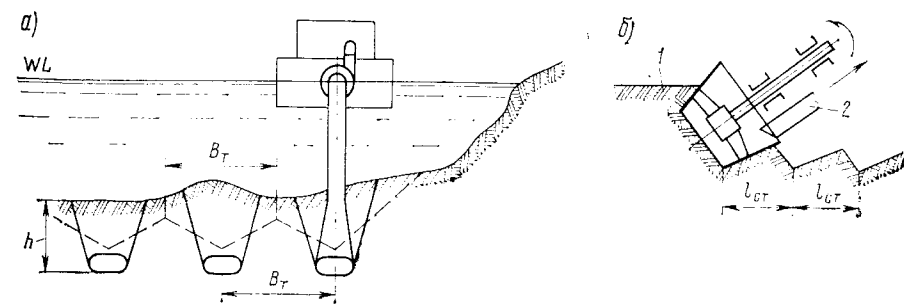


Рис. 19. Формирование дна прорези при разработке грунта

чении легких грунтов и при малой толщине снимаемого слоя. Ватер-механский способ по сравнению с параллельным обеспечивает лучшие условия резания грунта механическим разрыхлителем или черпаковой цепью, особенно при снятии толстых слоев. Его применяют при сравнительно широких прорезях.

Общий недостаток якорных земснарядов заключается в том, что перед началом и в процессе дноуглубления приходится затрачивать значительное время на заовку и перекладку рабочих якорей. Якоря закладывают в грунт за пределами углубляемого участка под углом к оси прорези. По мере перемещения земснаряда вдоль прорези якоря оказываются позади его корпуса. Из-за того, что направление перемещения грунтоприемника не совпадает с направлением якорного каната, его натяжение оказывается больше внешней нагрузки на земснаряд. Боковые якоря перекладывают при таком положении якорных канатов, когда тяговое усилие лебедок оказывается недостаточным для обеспечения дальнейших передвижений земснаряда. Перекладку осуществляют с таким расчетом, чтобы при известном тяговом усилии лебедок обеспечить разработку очередного участка прорези.

Операции по перекладке якорей сопровождаются, как правило, прекращением процесса дноуглубления. Это вызывает значительные потери рабочего времени. Якорные канаты и якоря могут создать опасность для судоходства. Поэтому для пропуска транспортных судов земснаряд приходится отводить за пределы судовой хода, а канаты стравливать. Кроме этого, на практике стремятся уменьшить число одновременно закладываемых в грунт рабочих якорей и работающих лебедок. Однако следует иметь в виду, что требуемая закономерность рабочих перемещений якорных земснарядов может быть обеспечена, когда в грунт заложены по крайней мере три носовых якоря.

§ 15. Перемещение при помощи свай

Избежать потерь рабочего времени, связанных с перекладкой якорей, можно лишь отказавшись от использования якорных лебедок с канатами и якорями. Земснаряды без лебедок получили название безъякорных или свайных. Продольные перемещения таких земснарядов обеспечиваются свайным аппаратом напорного хода.

Известно несколько типов свайных аппаратов, применяемых на безъякорных земснарядах. На рис. 20 представлена конструкция аппарата, состоящая из четырех напорных свай 1—4. Сваи установлены на специальных тележках, перемещаемых в вырезах корпуса в обоймах и обеспечивающих сваям возможность вертикального перемещения при погружении в грунт. Для подъема свай служат механизмы подъема.

Рабочие перемещения грунтозаборного органа осуществляются путем последовательных поворотов относительно корпуса земснаряда. Корпус снаряда при этом неподвижно закрепляют при помощи заколотых в грунт свай. Грунтозаборное устройство 5 закрепляют на поворотной платформе 6. Платформа вокруг вертикальной оси вращается

ван привод для подъема и опускания грунтозаборного устройства.

В исходном положении сваи 1, 3, 4 заколоты в грунт, и обеспечивают фиксацию земснаряда. Свая 2 приподнята над грунтом и на своей тележке перемещается в исходное для заколки положение. Как только грунтозаборное устройство окажется на кромке разрабатываемой прорези, механизмами напорного хода тележек земснаряд перемещается вперед, отталкиваясь от заколотых в грунт свай 1, 3, 4 на величину S , равную ширине разрабатываемой ленты. После этого свая 2 опускается. Одновременно с началом рабочего перемещения грунтозаборного устройства свая 3 поднимается, перемещается на своей тележке в начало выреза в корпусе земснаряда и погружается в грунт. В дальнейшем последовательность работы свайного аппарата повторяется. В процессе рабочих перемещений земснаряд оказывается закрепленным на трех сваях, поочередно погружаемых и извлекаемых из грунта.

Грунтозаборное устройство разрабатывает поперечные ленты между кромками прорези в виде эксцентрических дуг окружности постоянного радиуса. В связи с этим качество разработки дна, условия грунтозабора и производительность снаряда по ширине прорези будут различными. Наибольшая высота гребней оказывается на оси прорези, наименьшая — у ее кромок, где грунтозаборное устройство проходит по ранее проработанному участку. Чтобы исключить непроработанные участки на оси прорези, свайный ход следует согласовать с глубиной зоны эффективно-го грунтозабора.

Весьма существенным недостатком свайных земснарядов является громоздкость, сложность и высокая стоимость свайного аппарата, а также трудоемкость постройки и ремонта корпуса из-за большого числа вырезов.

В свайном устройстве земснаряда, представленном на рис. 21, предусмотрены лишь три сваи, одна из которых напорная 3, а две другие 1 и 2 — закольные. Закольные сваи устанавливаются в направляющих обоймах, жестко закрепленных на корпусе снаряда. Они имеют возможность перемещаться лишь в вертикальной плоскости.

Перед началом работы все три сваи заколоты в грунт. После того как грунтозаборное устройство

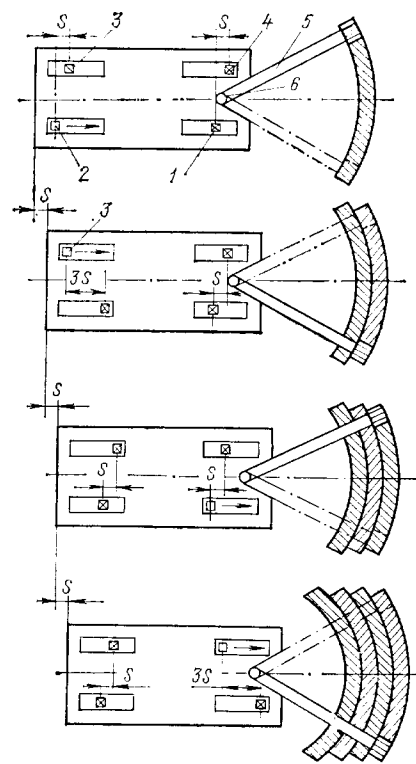


Рис. 20. Схема перемещений свайного земснаряда на сваях напорного хода

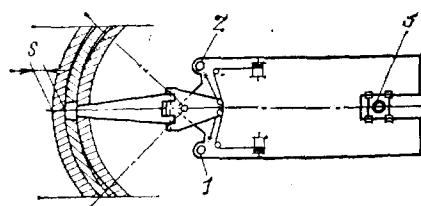


Рис. 21. Схема перемещений свайного земснаряда

В дальнейшем операции по перемещению земснаряда вдоль оси прорези повторяются, пока напорная свая не окажется в крайнем заднем положении выреза. Напорную сваю перезакальвают в процессе перемещения грунтозаборного устройства по очередной ленте. Для этого ее поднимают из грунта, переводят в исходное положение и снова закальвают. Для обеспечения мобильности при работе на судовом ходу свайные снаряды необходимо строить самоходными.

Основным достоинством рабочих перемещений земснарядов с помощью свай является то, что исключаются трудоемкие и небезопасные операции по перекладке рабочих якорей и обусловленные ими потери рабочего времени. За счет жесткого закрепления снаряда на месте работ исключаются произвольные перемещения грунтозаборного органа, что обеспечивает необходимую глубину в пределах разработанного участка прорези.

К недостаткам свайных земснарядов следует отнести сложность конструкции свайного аппарата, корпуса судна и узла соединения всасывающего грунтопровода на раме и корпусе снаряда. Из-за ограниченной длины рамы свайные земснаряды разрабатывают прорезь небольшой ширины, в связи с чем их применение ограничено.

Свайными устройствами для рабочих перемещений оснащаются небольшие земснаряды. Более широко свайный способ рабочих перемещений используют для одночерпаковых штанговых земснарядов.

§ 16. Свайно-якорный способ. Перемещение снарядов при помощи движителей

Свайно-якорный способ. Наиболее широкое применение в мировом дноуглубительном флоте в настоящее время получили свайно-якорные землесосные снаряды с механическими разрыхлителями грунта.

Для рабочих перемещений их оснащают свайным аппаратом из двух свай, установленных в корме земснаряда, и оперативными лебедками. Рабочие перемещения земснарядов с помощью указанных средств называют свайно-якорным папильонированием. Оно заключается в очередном поворачивании (влево и вправо) снаряда при помощи передних боковых лебедок вокруг заколотой в грунт сваи. Грунтозаборное устройство при этом совершает перемещение по дуге окружности. В зависимости от конструкции свайного аппарата оказывается

различным. Наиболее распространенным является свайный аппарат, состоящий из двух свай в неподвижных направляющих обоймах, установленных на транцевой переборке в корме снаряда.

После установки земснаряда (рис. 22, а) на оси разрабатываемой прорези закальвают одну из свай, например левую 1. При выборе каната на барабан лебедки 4 правого борта грунтозаборное устройство земснаряда поворачивается до правой кромки прорези. На правой кромке прорези реверсируют лебедки: левую боковую лебедку 3 включают на выбор якорного каната, а правую 4 — на стравливание. Снаряд поворачивается в плане на заколотой свае 1 к левой кромке прорези, разрабатывая первую папильонажную ленту. Поднятая правая свая 2, вращаясь вместе с корпусом, на левой кромке оказывается

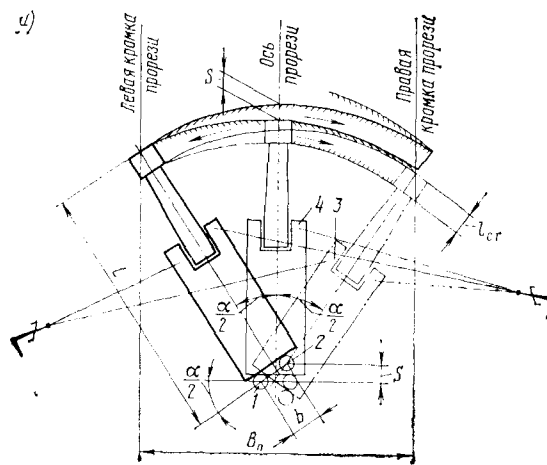
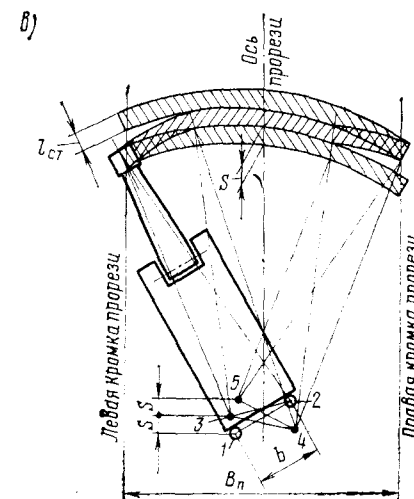
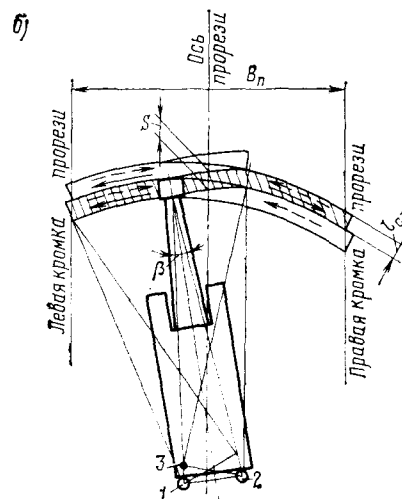


Рис. 22. Схемы перемещений свайно-якорных земснарядов



выше заколотой в грунт сваи 1. Затем сваи перезакалывают, т.е. первой закалывают правую сваю 2, а затем поднимают левую 1.

В дальнейшем процесс повторяется. За счет работы правой боковой лебедки 4 на выбирание якорного каната земснаряд поворачивается до правой кромки прорези. Его грунтоприемник разрабатывает вторую ленту, эксцентрично расположенную по отношению к первой. Здесь вновь производят перезаколку свай. Из рисунка видно, что грунтозаборное устройство за два хода поперек прорези переместилось вперед вдоль оси прорези на величину S , равную половине расстояния, на которое перенесена поднятая свая в процессе поворота земснаряда от одной кромки прорези к другой.

Свайный ход S вдоль оси прорези зависит от расстояния b между сваями и угла α поворота снаряда в плане

$$S = b \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Для получения заданной глубины судового хода на кромках прорези каждая последующая папильонажная лента должна примыкать к предыдущей. В противном случае появятся непроработанные места, выступающие в виде гребней за проектный уровень дна, гарантирующий безопасность судоходства. Чтобы исключить непроработанные участки и перекрытие разрабатываемых лент, необходимо выполнить условие

$$\alpha \leq \arcsin \frac{l_{\text{ср}}}{b}. \quad (1)$$

Ширина $B_{\text{п}}$ разработанной прорези будет

$$B_{\text{п}} = 2L \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (2)$$

где L — расстояние от плоскости, проходящей по осям свай, до конца фрезы в рабочем положении, м.

Из формул (1) и (2) следует, что для увеличения ширины разрабатываемой прорези $B_{\text{п}}$ следует уменьшать расстояние между сваями. Но в этом случае снижается держащая способность свай из-за нарушения монолитности грунта при предыдущих заколках.

Недостаток рассмотренной схемы рабочих перемещений состоит в том, что каждая последующая лента у кромок прорези разрабатывается со значительным перекрытием предыдущей. В результате производительность снаряда периодически резко падает, и ее невозможно компенсировать даже увеличением скорости перемещения земснаряда.

При значениях b и $l_{\text{ср}}$, оптимальных в условиях дноуглубления, ширина прорези $B_{\text{п}}$ оказывается недостаточно большой, менее ширины судового хода. В связи с этим приходится вести разработку переката по двум и более параллельно расположенным прорезям. Это связано с дополнительными потерями рабочего времени на перестановку земснаряда и перезаколку свай в пределах переката.

Ширина разрабатываемой прорези может быть увеличена, если сваи перезакалывают не на кромках прорези. Такая схема работы земсна-

ряда называется «голландской». Особенность ее состоит в следующем. Поворачиваясь вокруг заколотой в грунт левой сваи, земснаряд совершает рабочее перемещение до левой кромки прорези. От левой кромки без перезаколки свай снаряд поворачивается в обратную сторону с повышенной скоростью, поскольку грунтоприемник проходит по ранее разработанной ленте. Когда ДП земснаряда окажется под углом к оси прорези, равном β , сваи перезакалывают. На правой свае снаряд продолжает поворачиваться к правой кромке на угол 2β , одновременно перемещаясь вперед на величину S . Здесь сваи перезакалывают, после чего на заколотой в грунт левой свае (положение 3) он доходит до правой кромки прорези. В дальнейшем указанные операции повторяются. Перекрытие разработанных лент при таком способе рабочих перемещений сокращается. Однако значительное время земснаряд движется вхолостую по ранее проработанным участкам, что в принципе равнозначно работе с перекрытием лент.

Известна схема рабочих перемещений, которая исключает холостые ходы и связанные с ними потери рабочего времени. Однако и ей присущ недостаток, — образование у кромок прорези непроработанных участков дна, что недопустимо по условиям безопасности судоходства. Очередность заколки свай при работе по этой схеме показана цифрами на рис. 22, в.

Свайный аппарат со сваями в неподвижных направляющих, называемый «шагающим», благодаря простоте и надежности получил наибольшее распространение. Однако наряду с ним находят применение, хотя и более сложные, но и более совершенные в эксплуатационном отношении свайные аппараты напорного хода.

На рис. 23 показана схема рабочих перемещений свайно-якорного снаряда, одна из свай которого закреплена в неподвижных направляющих обоймах, а другая — в обоймах, смонтированных на тележке в кормовом вырезе корпуса, перемещаемой принудительно механизмом напорного хода. Одну сваю, установленную на тележке, называют глав-

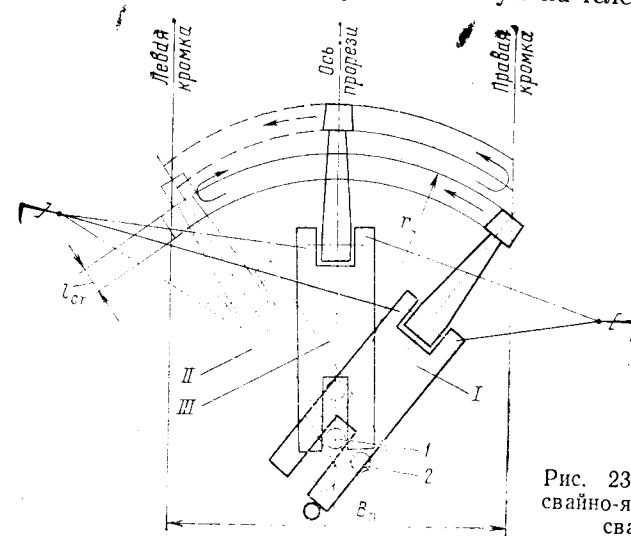


Рис. 23. Схема перемещений свайно-якорного земснаряда на свае напорного хода

ной или рабочей, другую — вспомогательной или закомленной. Последняя необходима для удержания снаряда на месте при периодических перемещениях главной сваи.

В исходном положении I (рис. 23) грунтозаборное устройство находится у правой кромки прорези, а главная свая I заколота в грунт на ее оси. Тележка главной сваи находится при этом в верхней части выреза корпуса (положение I). В результате работы левой боковой лебедки земснаряд поворачивается вокруг рабочей сваи, разрабатывая первую папильонажную ленту, с минимальным радиусом вращения r . У левой кромки прорези при помощи механизма напорного хода земснаряд отталкивается от главной сваи I, перемещается вперед на ширину папильонажной ленты $l_{ст}$. Корпус снаряда относительно главной сваи окажется в положении II. За счет работы правой боковой лебедки на выбиравание якорного каната земснаряд разрабатывает вторую папильонажную ленту с радиусом вращения, равным $(r + l_{ст})$.

В дальнейшем процесс рабочих перемещений повторяется, пока главная свая не окажется в крайнем (на рис. 23 в нижнем) положении. После этого земснаряд перемещается от кромки прорези до ее оси (положение III). На оси прорези перемещение прекращается. Вспомогательную сваю 2 опускают на грунт. Главную сваю поднимают, вместе с тележкой переводят в первоначальное положение и закалывают. После подъема прикормочной сваи рабочее перемещение снаряда продолжается до кромки прорези, но уже с меньшим радиусом вращения. Так в дальнейшем будет разработана вся прорезь.

Число промежуточных рабочих перемещений главной сваи зависит от длины выреза в корпусе и ширины $l_{ст}$ разрабатываемых лент. Очевидно, чем больше длина выреза в корпусе снаряда для перемещения главной сваи, тем меньше будут число перезаколов сваи и потери времени на эту операцию. С другой стороны, увеличение длины выреза существенно усложняет конструкцию корпуса и увеличивает габаритные размеры снаряда.

Основное преимущество свайно-якорного папильонирования заключается в том, что для рабочих перемещений достаточно заложить только два якоря от передних боковых лебедок, в то время как якорный способ рабочих перемещений требует закладки от трех до шести рабочих якорей. Соответственно уменьшается необходимое число оперативных лебедок. Наличие свай обеспечивает закономерное перемещение грунтозаборного органа и эффективный грунтозабор. В связи с этим облегчается управление снарядом и представляется возможным автоматизировать его рабочие перемещения. Однако свайно-якорные снаряды, впрочем как и свайные, в сравнении с якорными менее мобильны при пропуске проходящих транспортных судов и при последующем возвращении на место прерванной работы. Это вызвано необходимостью затрачивать значительное время на дополнительную ориентацию земснаряда и установку свай по оси прорези. В результате эффективность свайно-якорного способа при дноуглублении снижается.

Дноуглубительные свайно-якорные снаряды оборудуют, как правило, полным комплектом оперативных лебедок (5—6 лебедок), что делает их универсальными по способу рабочих перемещений.

При дноуглублении значительных по ширине судоходных трасс и небольшой толщине полезно-снимаемого наносного песчаного грунта такие снаряды работают как якорные. Якорный папильонаж применяется и при работе в водохранилищах, в условиях значительного ветро-волнового режима, когда нагрузки на сваи оказываются опасными для их прочности.

Свайно-якорный способ рабочих перемещений наиболее эффективен при больших объемах работ в тяжелых грунтовых условиях, выполняемых за пределами судоходного хода.

Перемещение снарядов при помощи движителей. Движители, как средство для рабочих перемещений, используются на самоотвозных землесосных снарядах. Эти снаряды предназначены для производства дноуглубительных работ в морских и озерных условиях или на баровых участках рек, когда сравнительно большая дальность транспортирования грунта и волнение делают невозможным или нецелесообразным эксплуатацию многочерпаковых земснарядов с шаландами и землесосов с плавучими грунтопроводами.

Самоотвозные землесосные снаряды ведут разработку грунта траншейным способом. Скорость рабочих перемещений у современных самоотвозных земснарядов составляет 0,7—1,5 м/с, что несравненно больше скорости рабочих перемещений якорных земснарядов. Для удержания земснаряда по оси разрабатываемой прорези применяют подруливающие устройства. В связи с этим для осуществления рабочих перемещений самоотвозных снарядов необходима мощность, значительно превосходящая мощность средств для перемещений якорных земснарядов.

Движители являются не только средством для рабочих перемещений, но и средством транспортирования грунта. Имея в виду, что при транспортировании грунта на свалку скорость движения значительно превосходит скорость рабочих перемещений при дноуглублении, для самоотвозных землесосных снарядов целесообразно использование электродвижения, винтов регулируемого шага (ВРШ) и подруливающих устройств, работающих в автоматическом режиме. Принципиально важным для таких земснарядов оказывается создание надежных систем ориентирования и управления в процессе движения по углубляемому участку.

ГЛАВА 5

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЗЕМСНАРЯДОВ

§ 17. Паровые и газотурбинные установки

Общие сведения. Энергетические установки (ЭУ) земснарядов классифицируют: по месту производства энергии — автономные, получающие энергию с берега; по виду источника энергии — паровые, газотурбинные, дизельные и электрические; по способу передачи энергии главному механизму или насосу — с прямой, механической и машинной передачами мощности.

Если назначением земснарядов является перемещение грунта, то в этом объекте с перемещениями по ограниченной акватории, экономически целесообразно снабжение энергией от береговой электрической сети. Так, в частности, обеспечиваются ею земснаряды, используемые в строительстве и горном деле.

Вместе с тем большая часть земснарядов предназначена для работы с перемещениями на значительные расстояния в процессе извлечения грунта и частой сменой места производства работ. Такие условия характерны, например, для дноуглубительных земснарядов. Поэтому, а также из стремления располагать универсальным землечерпательным флотом, основную часть земснарядов строят с автономными источниками энергии: паровыми, газотурбинными или дизельными.

Паровые ЭУ. До второй мировой войны на земснарядах применялись главным образом паровые ЭУ в варианте «паровой котел — паровая машина».

Эти установки на земснарядах являлись, по существу, единственными, хотя на транспортных судах уже в первой половине текущего столетия широко применялись другие типы ЭУ. В то время основу землечерпательного флота составляли черпаковые снаряды, для которых достоинства паровых ЭУ с поршневыми машинами, такие как возможность пуска и стоянки под нагрузкой, широкий диапазон регулирования, способность преодолевать значительные перегрузки по моменту, долговечность, тихоходность, имели существенное значение. Землесосы, вероятно, по существующей для земснарядов традиции также строили с паровыми ЭУ.

На речных земснарядах применялись преимущественно огнетрубные паровые котлы, менее чувствительные к качеству питательной воды, что имеет важное значение для судов, работающих в условиях мелководья. На морских земснарядах устанавливали более легкие и экономичные водотрубные котлы. Совершенствование паросиловых ЭУ выражалось главным образом в увеличении рабочего давления пара: от 0,8—1 до 3—4 МПа. В качестве паровых машин обычно использовались вертикальные машины двойного, реже тройного расширения пара с частотой вращения 90—120 мин⁻¹ для многочерпаковых снарядов и 200—225 мин⁻¹ для землесосов.

Сложность подачи пара на значительные расстояния, низкая экономичность и сравнительно высокая стоимость паровых машин создавали предпосылки для электрификации палубных механизмов и судовых насосов. Поэтому, если на земснарядах постройки конца прошлого, начала текущего столетия устанавливались лишь небольшой мощности пародинамо для целей освещения и сигнализации, а все вспомогательные механизмы и насосы индивидуально или группами приводились собственными паровыми машинами, то позднее прямой привод от паровой машины стали применять только для верхнего черпакового бабана и грунтового насоса.

Известные недостатки паровых ЭУ с поршневыми машинами: большие масса и стоимость, низкий к.п.д. послужили причиной постепенного, а после второй мировой войны — интенсивного перехода к постройке земснарядов с более экономичными источниками энергии.

газотурбинными ЭУ, как возможность работы на любых и дешевых видах топлива может иногда сделать их конкурентоспособными с более экономичными типами ЭУ.

В послевоенный период были построены и эксплуатируются в настоящее время несколько мощных земснарядов с паротурбинными ЭУ. Однако анализ материалов по землесосам с механическими разрыхлителями, которые в настоящее время являются наиболее распространенными, показал, что из 100 типов землесосов, построенных в СССР, Голландии, Японии, США, Англии, ФРГ, Бельгии, Италии и Бразилии в 1955—1979 гг., только семь имеют паротурбинную установку. В последующие годы область применения паротурбинных ЭУ не расширялась.

Поскольку для землесосов в связи с их сравнительной малочисленностью специальные машины не разрабатываются, то перспективы и тенденции применения того или иного типа их ЭУ можно оценить на основе сведений по транспортному флоту, которые значительно более обширны.

В отношении применимости паротурбинных установок отмечается [79], что в 1974 г. рост доли паротурбинных установок, имевший место в течение ряда предыдущих лет, практически прекратился. Полагают, что граница конкурентоспособности паротурбинных установок в 70-х годах располагается в зоне мощностей около 18 000 кВт и имеет тенденцию к смещению в сторону увеличения. Землесосы с такой мощностью ЭУ являются единичными. Поэтому перспектив расширения области применения паротурбинных ЭУ на судах транспортного флота не предвидится.

Газотурбинные ЭУ. Основными достоинствами газотурбинных установок с отдельными компрессорами и камерой сгорания являются малая масса и габариты. При большой мощности газотурбинная ЭУ по экономичности уступает дизелю, но несколько превосходит паротурбинную. По сравнению с последней ей присущ серьезный недостаток — повышенные требования к качеству топлива.

Отмеченные обстоятельства и определили область применения газотурбинных ЭУ на судах. Их используют при высокой мощности, примерно такой же, как и паротурбинные на скоростных судах, например контейнеровозах, а также на судах с динамическими принципами поддержания — СПК и СВП, т. е. в тех случаях, когда требуется минимальная масса ЭУ при высокой энерговооруженности судна. Поскольку для мощных земснарядов масса ЭУ не играет решающей роли, газотурбинные ЭУ в указанном варианте на них не применяются.

Для эксплуатации на земснарядах вместо обычных газотурбинных установок предпочтительнее комбинированные, представляющие собой сочетание свободнопоршневого генератора газа СПГГ и газовой турбины. Такие установки уступают обычным по массогабаритным показателям, однако экономичнее их (удельный расход топлива 0,220—0,260 кг/кВт·ч), хотя несколько уступают по этому признаку дизелям. Вместе с тем в отличие от дизеля они могут удовлетворительно рабо-

татъ на различных сортах топлива, даже на высокосернистом мазуте. Именно такие установки находятся на двух типах землесосов производства Японии. На одном из них установлено четыре СПГГ, работающие на одну турбину мощностью 2940 кВт с частотой вращения 9200 мин⁻¹, приводящую грунтовый насос через редуктор, понижающий эту частоту до 330 мин⁻¹. Кроме газотурбинной установки на этих землесосах имеется дизель мощностью 1176 кВт для привода генераторов, обеспечивающих электроэнергией двигатели разрыхлителя, лебедок и других потребителей.

Опыт эксплуатации указанных землесосов показал, что комбинированная газотурбинная ЭУ достаточно проста в эксплуатации и ремонте. Учитывая, что эти установки могут работать на топливе любого качества, нельзя исключать возможность эффективного использования комбинированных газотурбинных энергетических установок на землесосах большой мощности.

§ 18. Дизельные установки

Высокая экономичность дизелей, постоянная готовность к пуску, удобство обслуживания, сравнительно малая масса и габариты способствовали замене ими двигателей внешнего сгорания во всех отраслях народного хозяйства и особенно на судах морского и речного флота. Однако внедрение их на земснарядах происходило более медленными темпами, чем на транспортном флоте.

Причина заключалась в том, что при механической передаче мощности рабочим органам черпаковых земснарядов достоинства дизеля перед паровой машиной в полной мере не реализуются и возникают дополнительные трудности, связанные с условиями пуска и повышенной частотой вращения.

Впервые дизели на земснарядах были установлены в США, чья промышленность, стремясь к увеличению производительности механизмов, строила главным образом землесосы. Однако и там в первое время не хотели идти на риск, предусматривая между дизелем и насосами электрическую передачу. Даже появившиеся дизельные землесосы с прямой передачей мощности грунтовому насосу не решились в то время вопроса о выборе типа ЭУ в пользу дизелей: наряду с дизельными земснарядами до конца второй мировой войны продолжали интенсивно строить и паровые.

Отечественной промышленностью в 1937 г. была начата серийная постройка речных дизельных землесосов с прямой передачей мощности грунтовому насосу, с электрифицированными палубными механизмами и централизованным управлением ими. Это был значительный шаг вперед в практике мирового судостроения, так как он позволил наряду с уменьшением расхода топлива сократить численность экипажа за счет машинной и палубной команд. В послевоенный период началась интенсивная дизелизация земснарядов, хотя значительную часть многочерпаковых снарядов примерно до 1955 г. строили с паровыми энергетическими установками.

Определенное влияние на тип применяемых в настоящее время ЭУ оказал энергетический кризис конца 60-х годов. Он дал заметный толчок делу совершенствования наиболее экономичных на судах тепловых двигателей — дизелей. В последние годы отмечается интенсивный рост производства экономичных среднеоборотных двигателей с агрегатной мощностью до 25 000 кВт, что свидетельствует о повышении конкурентоспособной мощности дизельных ЭУ в последние десятилетия. На ближайшую перспективу среднеоборотные двигатели станут преобладающими на транспортных судах не только с малой, но и со средней мощностью ЭУ. Если учесть, что на земснарядах максимальная мощность ЭУ близка к средней мощности ЭУ морских транспортных судов, то сказанное выше можно отнести к земснарядам всех типов с автономной ЭУ любой мощности.

Обычно в составе энергетической установки землесоса и многочерпакового снаряда можно выделить главные и вспомогательные двигатели. Главные двигатели приводят напрямую или через передачу мощности грунтовый насос и верхний черпаковый барабан, а вспомогательные служат для привода генераторов, обеспечивающих электроэнергией многочисленные специальные и общесудовые механизмы и насосы. Наряду с главными и вспомогательными двигателями на земснаряде, как правило, предусматривается стояночный дизель-генератор, который обеспечивает электроэнергией насосы общесудовых систем, освещение, камбуз и ряд других потребителей в нерабочих режимах земснаряда. Иногда роль стояночного дизель-генератора выполняет один из вспомогательных дизель-генераторов.

Вспомогательный и стояночный дизель-генераторы обычно переменного тока напряжением 380 В. Привод регулируемых механизмов обеспечивается ими по системе «генератор-двигатель» (Г-Д), для чего предусматриваются трехмашинные агрегаты (двигатель переменного тока, приводящий два генератора постоянного), каждый генератор которого обеспечивает энергией один из потребителей, например электродвигатель лебедки. На большинстве отечественных многочерпаковых снарядов установлен главный (главные) дизель-генератор постоянного тока, приводящий двигатель (двигатели) верхнего черпакового барабана, а во время переходов на новое место производства работ на самоходных снарядах — гребные электродвигатели. В последние годы на земснарядах находит широкое применение тиристорный привод, позволяющий использовать дизель-генераторы переменного тока для привода главных и вспомогательных механизмов, а также отказаться от привода лебедок по системе Г-Д. В этом случае питание двигателей постоянного тока от генераторов переменного осуществляется через тиристорные выпрямители.

На многочерпаковом снаряде проекта Р-36 производительностью 750 м³/ч с электростанцией переменного тока (рис. 24) два главных дизель-генератора 1 мощностью 300 кВт в рабочем режиме обеспечивают электроэнергией двигатели верхнего черпакового барабана, лебедок и все другие потребители. При извлечении сравнительно легких грунтов работает один дизель-генератор. Во время переходов главные дизель-генераторы приводят гребные электродвигатели постоянного то-

ка 2 и обеспечивают электроэнергией общесудовые потребители. Во время стоянки в нерабочем режиме работают один или два вспомогательных дизель-генератора 3 мощностью 50 кВт. Для отопления предусмотрен водогрейный котлоагрегат 4.

Таким образом, применение тиристорного привода позволяет уменьшить число одновременно работающих двигателей, а в ряде случаев сократить число установленных на судне источников энергии. Это позволяет повысить надежность энергетической установки, а также ее экономичность ввиду использования более мощных и экономичных двигателей.

Вопросы комплектации энергетических установок земснарядов имеют важное значение и являются весьма сложными в связи с большим числом потребителей энергии и большим разнообразием режимов работы по сравнению с транспортными судами.

Мощность верхнего черпакового привода современных многочерпковых снарядов принимают в расчете на извлечение тяжелых грунтов. Вместе с тем значительную часть времени их эксплуатируют на легких. В последнем случае главный привод потребляет значительно меньшую, чем расчетная мощность. В случае ЭУ с одним главным двигателем он эксплуатируется в режимах недогрузки с повышенным удельным расходом топлива и в неблагоприятных тепловых режимах. Поэтому ЭУ с двумя главными двигателями, один из которых не используется, следует считать более предпочтительной.

Исследования по оптимальной комплектации энергетических установок [67] применительно к землесосам позволяют сделать общий вывод о том, что при проектировании ЭУ целесообразно снижение общего

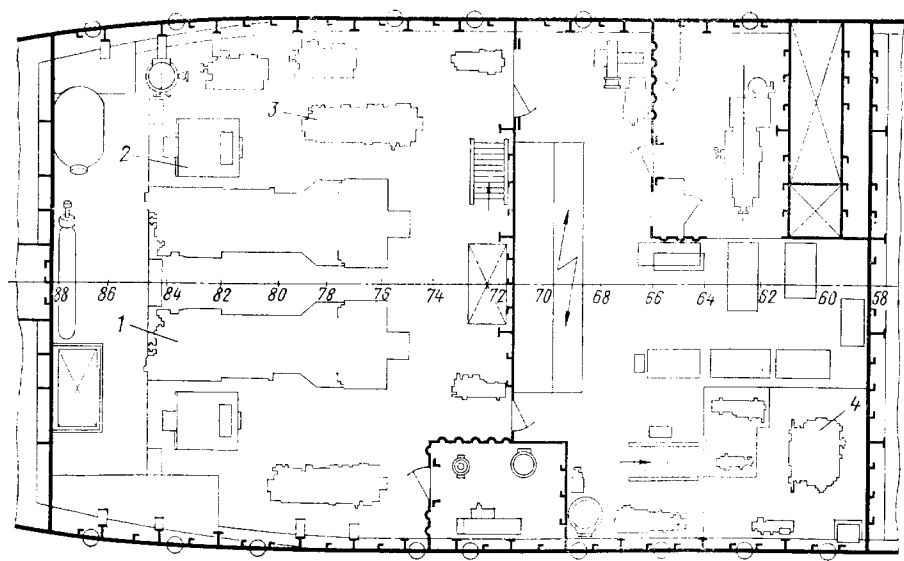


Рис. 24. План машинного отделения многочерпакового снаряда проекта Р-36

с увеличением их мощности. На землесосах эта цель может быть достигнута путем отбора искусственного резерва мощности главного двигателя на другие потребители.

На самоходном землесосе проекта 1-517-01 производительностью $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис. 25) главный двигатель 5 через редуктор 6 приводит грунтовый насос 7. Один из двух вспомогательных дизель-генераторов переменного тока 4, установленных, так же, как и стояночный дизель-генератор 3, в отдельном отсеке, обеспечивает электроэнергией все потребители, в том числе электродвигатели гидроразрыхлительных насосов 8, причем двигатели постоянного тока снабжаются электроэнергией через тиристорные преобразователи.

Во время переходов дизели вспомогательных дизель-генераторов 4 через зубчатую муфту 2 и реверс-редуктор 1 приводят гребные винты. В это время генераторы работают без возбуждения и их роторы выполняют функции дополнительных маховиков. На судне также предусмотрен аварийный дизель-генератор, который установлен в отдельном помещении на главной палубе.

Таким образом, на земснарядах проектов Р-36 и 1-517-01 каждый дизель в определенном режиме работы землесоса имеет период в стоянке, что позволяет осуществлять профилактический ремонт без вывода землесоса из эксплуатации.

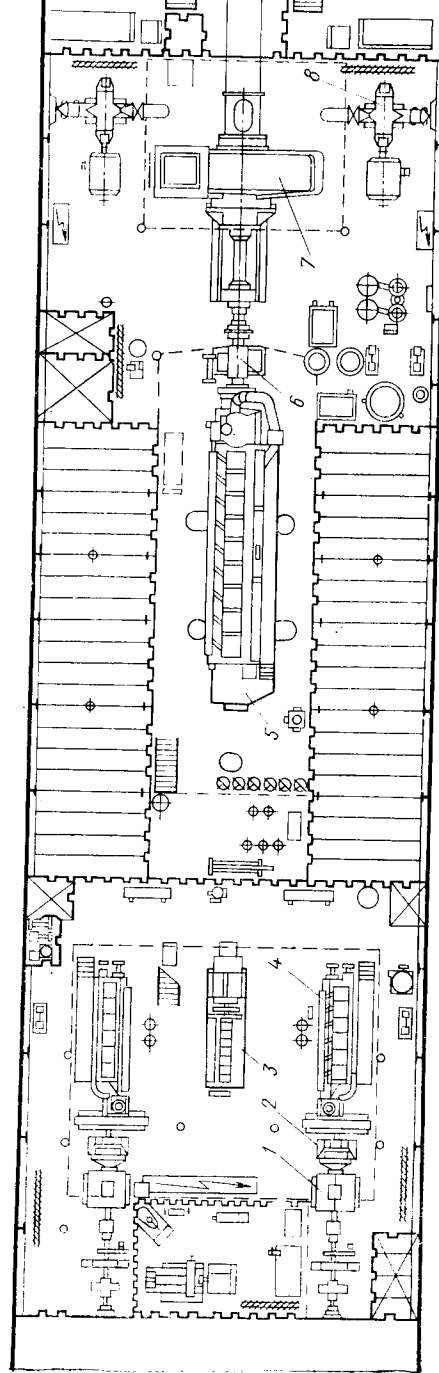


Рис. 25. План машинного отделения землесоса проекта 1-517-01

Если земснаряд получает электроэнергию с берега, то ЭУ так же, как и сам земснаряд, оказываются значительно проще в постройке и обслуживании. Поэтому по возможности, в частности в гидромеханизации строительства, стремятся использовать земснаряды именно с такими ЭУ.

В СССР и за рубежом электрическими ЭУ оборудуют землесосы. Отечественная промышленность строит землесосы шести типов значительными сериями с диаметром нагнетательного трубопровода 0,3—0,8 м и мощностью двигателя грунтового насоса до 4400 кВт. В табл. 3 приведены основные характеристики этих снарядов.

Электроснабжение осуществляется обычно по воздушным линиям электропередач и гибким шланговым кабелем, проложенным по плавучему трубопроводу. Главные электродвигатели на отечественных судах работают на напряжении 6 кВ. Другие потребители, за исключением мощных двигателей механического разрыхлителя, питаются напряжением 380—220 В. На землесосе часто предусматривают резервный дизель-генератор 380/220 В мощностью 50—100 кВт.

В качестве главных обычно используют синхронные двигатели, позволяющие компенсировать реактивную мощность, но не допускающие регулирования частоты вращения. Из-за этого при эксплуатации на укороченный трубопровод, чтобы избежать перегрузки двигателей, приходится использовать наиболее неэкономичный дроссельный способ регулирования.

Многие землесосы с электрической ЭУ строятся в США и Японии. В Японии почти половина землесосов с механическими разрыхлителями не имеет автономной ЭУ. Мощность главных двигателей японских землесосов достигает 4000 кВт, однако чаще она составляет 1000—1500 кВт. Земснаряды других типов с электрической ЭУ обычно не строят.

§ 20. Типы передач мощности насосу или главному механизму

Прямая передача. Эта передача мощности является самой простой, следовательно, наиболее предпочтительной. Однако возможности ее использования на земснарядах весьма ограничены. Обязательными условиями для ее применения являются: соосное расположение двигателя и насоса или приводимого механизма и одинаковая частота вращения их валов. Исходя из рассмотренных в гл. 1 земснарядов различного типа можно выделить один из них — землесос, где указанные условия выполнимы. По возможности пуска и динамическим характеристикам источников энергии грунтовый насос может быть напрямую соединен с любым из них. Тем не менее из-за несоответствия частот вращения это не всегда осуществимо. Известно, что всасывающая способность центробежного насоса является функцией частоты вращения. Между ними существует обратная зависимость. От частоты вращения зависит также интенсивность изнашивания входных элементов рабоче-

ты вращения. По указанным причинам обычно принимают весьма умеренную частоту вращения насоса. Так как всасывающая способность и интенсивность износа определяются окружной скоростью на входных кромках лопастей рабочего колеса, то частоту его вращения n выбирают тем меньше, чем больше размеры грунтового насоса на входе.

Наиболее характерным из них является диаметр горловины рабочего колеса. В свою очередь, скорость гидросмеси в горловине обычно мало отличается от скорости в нагнетательном трубопроводе, поэтому можно рассматривать зависимость частоты вращения насоса от диаметра нагнетательного трубопровода D .

Для малых землесосов с диаметром трубопровода до 200 мм можно получить грунтовый насос с удовлетворительными всасывающей способностью и износостойкостью при частоте вращения 750 мин^{-1} , для наиболее высокопроизводительных насосов с диаметром трубопровода 900 мм — 200 мин^{-1} . В первом приближении можно полагать, что в указанном интервале зависимость между D и n линейная. Следует заметить, что эти значения частот вращения характерны для землесосов с автономными ЭУ. У насосов землесосов с электрическими ЭУ частота вращения обычно выше.

При максимальном значении напора грунтового насоса, 80—100 м, мощность его с диаметром трубопровода 200 мм составляет около 200 кВт, а с диаметром 900 мм — 15 000 кВт. По этим соотношениям можно довольно определенно установить возможности применения прямой передачи мощности. Очевидно, она маловероятна от паровой и газовой турбин из-за высокой мощности и значительной частоты вращения, которая обычно превышает 750 мин^{-1} .

Частота вращения крупных насосов с $D = 700 \div 900 \text{ мм}$ составляет $350\text{—}200 \text{ мин}^{-1}$. Такую частоту вращения имеют тихоходные двигатели мощностью до 1000 кВт, достаточной для создания напора, в указанном диапазоне диаметров трубопровода 30—15 м. Частота вращения у среднеоборотных двигателей ($450\text{—}700 \text{ мин}^{-1}$) велика, а у мощных низкооборотных двигателей ($80\text{—}120 \text{ мин}^{-1}$) мала. Поэтому на высокопроизводительных землесосах с напором грунтового насоса свыше 30 м прямая передача мощности не используется.

Землесосы с диаметром трубопровода до 350 мм, как правило, относятся к малогабаритным, на которых эксплуатируются легкие высокооборотные двигатели с частотой вращения большей, чем необходимая для насоса.

Наконец, на разборных землесосах независимо от размеров и потребляемой мощности насоса из-за ограниченных размеров машинного отделения устанавливают двигатели с повышенной частотой вращения. Поэтому прямая передача мощности на них оказывается неприемлемой. Таким образом, возможность применения прямой передачи наиболее вероятна на землесосах с дизельной ЭУ с диаметром трубопровода 350—700 мм, причем с увеличением дальности отвода грунта и потребляемой мощности верхний предел диаметра трубопровода землесоса уменьшается.

На землесосах с электрической ЭУ чаще всего используют передачу мощности. Это относится ко всем землесосам, параметры которых приведены в табл. 3.

Таблица 3

Характеристика	Значение характеристики для землесоса					
	100-40К	300-40	350-50Л	350-50Т	500-60	1000-80
Диаметр нагнетательного трубопровода, мм	300	500	500	500	600	800
Дальность отвода грунта, м	1300	1000	2000	2000	2500	3500
Мощность, кВт:						
общая	481,5	1227	1450	2300	2900	5130
главного двигателя	380	864	1250	1250	2437	4400
Параметры грунтового насоса на воде в оптимальном режиме:						
подача, м ³ /ч	1200	3000	3600	3600	5600	11 000
напор, м	43	45	60	60	60	80
Размеры корпуса L×B×H×T, м	22,21× ×8,0× ×1,61× ×0,74	30×9,5× ×2,0×1,0	31×9,5× ×2,0×1,1	38× ×10,4× ×2,7× ×1,7	37×10× ×2,3×1,1	45×12× ×2,85× ×1,42

Механические передачи. Если частоты вращения двигателя и приводимого механизма или насоса не совпадают, между ними устанавливают понижающую, реже повышающую передачу мощности: механическую (зубчатую, ременную, цепную) или машинную. Механические передачи проще в изготовлении и эксплуатации, имеют высокий к. п. д. (96—98,5%), малые габариты и массу. Поэтому, если источник энергии по своим динамическим качествам и диапазону регулирования соответствует приводимому механизму или насосу, а также может быть расположен в непосредственной близости от него, применяют именно этот тип передач. Из указанных типов механических передач наибольшее распространение получили зубчатые.

Ременные передачи позволяют передавать мощность на расстояние при условии параллельного расположения валов двигателя и приводимого механизма. Их широко применяли на паровых многочерпаковых снарядах. Привод верхнего черпакового барабана требует большего снижения частоты вращения, что позволяет одна ременная передача; в дополнение к ней предусматривались зубчатые.

За рубежом ременные передачи используют иногда и на землесосах для привода грунтовых насосов при мощности до 1 200 кВт. Обычно их применение обусловлено особенностями компоновки ЭУ или необходимостью передачи мощности от одного источника энергии нескольким потребителям. При этом, кроме возможности передачи мощности на расстояние и демпфирования динамических нагрузок, отмечают такие достоинства ременной передачи перед зубчатой, как снижение шума и работа без смазки.

Цепные передачи также позволяют передавать мощность на расстояние, однако они не обладают демпфирующими свойствами, сложнее

и дороже в изготовлении. Поэтому в качестве главных передач мощности на земснарядах они не получили распространения.

Машинные передачи. На земснарядах в значительно большей мере, чем на транспортных судах, используют ЭУ с машинными передачами мощности: электрическими и гидравлическими. За редким исключением их применяют в ЭУ черпаковых снарядов. Необходимость в них на одночерпаковых снарядах вызвана рядом факторов, в частности наличием нескольких эквивалентных потребителей мощности, неблагоприятными для механических передач расположением приводимых механизмов, резкими колебаниями нагрузки, частыми пусками и реверсами. Использование в этих условиях машинных передач позволяет сделать ЭУ компактнее, легче и надежнее, с меньшей установленной мощностью. Следует добавить, что применение машинных передач на черпаковых снарядах не исключает необходимости в механических передачах.

В отличие от одночерпаковых снарядов, работающих циклами, многочерпаковые снаряды извлекают грунт непрерывно, поэтому для их ЭУ не характерны частые пуски и реверсы и необходимость в машинных передачах оказывается менее острой. Однако значительные колебания нагрузки, потребность в широком диапазоне регулирования частоты вращения, высокий момент сопротивления при трогании цепи с места, и наконец, необходимость передачи мощности из машинного отделения на верхнюю площадку черпаковой башни обусловили широкое применение машинных передач и на этих снарядах.

На землесосах машинные передачи мощности грунтовому насосу используются значительно реже. Анализ состава ЭУ землесосов, построенных в послевоенные годы, показывает, что имеется тенденция к относительному увеличению приводов грунтового насоса с прямой и механическими передачами мощности. Одна из причин этой тенденции увеличение выпуска дизелей, пригодных для такого соединения с насосом.

Основными причинами, вызывающими необходимость применения машинной передачи на землесосе, следует считать особые условия расположения грунтового насоса и возможность эксплуатации при резко изменяющейся дальности отвода грунта. Под особыми условиями расположения понимается размещение насоса и источника энергии в разных отсеках, например на разборных землесосах, при расположении машинного отделения в корме, или же установка насоса под водой на раме грунтозаборного устройства.

Третья причина, определяющая целесообразность применения машинной передачи мощности, характерная для земснарядов всех типов, — использование главных двигателей для привода движителей. Так, в частности, решен вопрос самоходности свайно-якорного землесоса «50 лет Советскому Азербайджану» [2], на котором два из трех однотипных дизель-генераторов питают два электродвигателя насосов или гребные электродвигатели. Однако машинную передачу мощности грунтовым насосом по этой причине обычно предусматривают на самоотвозных землесосах.

В последние годы на них наибольшее применение получила ЭУ, состоящая из двух двигателей, работающих на ВРШ, другим концом ва-

ли соединенных с генераторами, насосами и гидротрансформаторами. На землесосах с вместимостью трюмов менее 600 м³ предпочтение отдается дизельным ЭУ с прямой или механической передачей мощности гребным винтам и грунтовым насосам.

Из машинных передач на всех типах земснарядов преобладает электрическая передача, чаще постоянного тока напряжением до 600 В.

Как отмечалось, в последние годы на многочерпаковых снарядах с автономной ЭУ стали устанавливать дизель-генераторы переменного тока, обеспечивающие энергией черпаковые двигатели и двигатели лебедок постоянного тока через тиристорные преобразователи. На земснарядах получает распространение и частотное регулирование. Все это позволяет сделать электрические передачи мощности более компактными и надежными в эксплуатации.

Достоинства гидрообъемных передач мощности широко известны. Это, прежде всего, малые масса и габариты. Удельная масса современных гидравлических машин на порядок меньше массы электрических. Гидрообъемные передачи обеспечивают широкий диапазон регулирования частоты вращения, причем в значительной части этого диапазона возможна передача номинальной мощности. Пускорегулирующая гидравлическая аппаратура проще и надежнее электрической. Гидродвигатели в обычном исполнении могут быть расположены под водой. Наиболее просто обеспечиваются возвратно-поступательные движения посредством гидроцилиндров.

Наряду с перечисленными достоинствами гидрообъемных передач мощности по сравнению с электрическими им присущи определенные недостатки: сложность изготовления, высокие требования к качеству рабочей жидкости, монтажу систем, сравнительно низкий ресурс при работе с номинальными параметрами, низкая ремонтопригодность, высокая стоимость. Поэтому гидрообъемные передачи мощности применяются в настоящее время в условиях, где их достоинства реализуются в наиболее полной мере, комплексно и на установках сравнительно небольшой мощности. Это, прежде всего, малогабаритные землесосы и одночерпаковые штанговые снаряды, часто амфибийного типа, на которых, кроме механизмов и машин с вращательным движением рабочих органов и звеньев, имеется значительное их число с возвратно-поступательным движением. На землесосах с гидравлической передачей мощности обычно используются погружные грунтовые насосы.

Гидрообъемные передачи мощности используются также на многочерпаковых снарядах постройки ФРГ, Голландии, Японии. Как правило, при гидравлическом приводе верхнего черпакового барабана применяются и гидрофицированные лебедки, а на одном из земснарядов ФРГ гидрофицирован и привод гребного винта.

Как и в палубных механизмах транспортных судов, объемные гидрореперации получают распространение для привода оперативных и рамоподъемных лебедок, в свайных устройствах, в приводах механических разрыхлителей землесоса. В последнем случае один, а чаще несколько гидродвигателей устанавливают под водой.

Гидродинамические передачи не получили широкого использования на земснарядах, хотя на отдельных землесосах США, Англии,

а на многочерпаковых снарядах ФРГ «Титан», «Геркулес» и ряде других — гидротрансформаторы.

Установка гидротрансформаторов для понижения частоты вращения на многочерпаковых снарядах во всех случаях не исключает применения понижающих механических передач. На землесосах можно использовать их вместо механических, однако такие недостатки гидротрансформаторов, как большие масса и габариты, низкий к.п.д. (менее 0,9), сложность изготовления, делают механические передачи более предпочтительными.

§ 21. Источники энергии для привода движителей. Типы движителей земснарядов

В сущности все земснаряды, предназначенные для целей дноуглубления, нуждаются в движителях из-за того, что их эксплуатируют на участках водных путей значительной протяженности. Морские земснаряды должны иметь возможность уйти в безопасное место в случае наступления шторма и для них движители являются обязательными.

Речные дноуглубительные снаряды строят в самоходном и несамоходном вариантах в расчете на использование судов-буксировщиков. Постройка несамоходных земснарядов была оправданной, когда дноуглубительный флот состоял в основном из многочерпаковых снарядов, грунт от которых отводился несамоходными шаландами, для чего земкаравану придавался буксировщик. Он же мог обеспечить перевод всего каравана на новое место работы.

По традиции несамоходными строили в основном и речные землесосы. Однако в 60-х годах текущего столетия в СССР началось серийное строительство самоходных землесосов. Таким является землесос проекта 246В с диаметром грунтопровода 0,3 м. Самые высокопроизводительные землесосы проектов 1-517-01 и 480/481, построенные для СССР в ЧССР и Японии, с диаметром грунтопровода 0,9 м также самоходные. В самоходном варианте строится и новый отечественный землесос проекта Р-161 производительностью 1000—1 300 м³/ч, предназначенный для речного дноуглубления.

С постройкой самоходных шаланд возникла необходимость в специальных буксировщиках для перевода многочерпаковых снарядов на новые объекты работы. Чтобы избежать возможных простоев в ожидании буксировщика, новые земснаряды строят самоходными. К ним относятся земснаряды проекта 892 и его модификация (проект Р-36) с черпаками вместимостью 0,500 и 0,550 м³, а также земснаряд проекта 1519 с черпаками вместимостью 0,35 и 0,4 м³.

В последние годы за рубежом движителями начали оснащать мощные свайно-якорные землесосы, предназначенные для производства капитальных дноуглубительных работ.

На земснарядах применялись все известные типы движителей: колесные, крыльчатые, водометные, гребные винты. Гребные колеса не стали использовать одновременно с паровыми машинами. Крыльча-

ния. Поэтому в настоящее время широко используются гребные винты и реже — водометные движители.

Речные земснаряды при сравнительно малой осадке нуждаются в большом упоре движителей. Поскольку гребные винты оказываются при этом сильно нагруженными, их устанавливают в направляющих насадках, часто поворотных. У земснарядов, предназначенных для производства дноуглубительных работ на малых реках, из-за малой осадки к.п.д. винта оказывается настолько низким, что винтам предпочитают водометные движители (с полунаводным выбросом).

На самоотвозных землесосах с прямой передачей мощности движителю применяют винты регулируемого шага ВРШ. Необходимость в установке ВРШ объясняется двумя причинами. Одна из них заключается в том, что для этих землесосов характерны два режима работы с разной скоростью движения: режим дноуглубления и режим отвода грунта. Другая — в том, что главные двигатели одновременно приводят генераторы, питающие электроэнергией двигатели грунтовых насосов, и должны работать при постоянной частоте вращения независимо от скорости движения судна.

Привод движителей осуществляется по-разному в зависимости от типа землесоса, производительности и типа ЭУ. На земснарядах с электрической передачей мощности главному механизму или насосу привод движителей осуществляется от электродвигателей, энергию которым обеспечивают главные генераторы. Такова схема ЭУ эксплуатирующихся в СССР самоотвозных землесосов типа «Черное море», «Выборгский», свайно-якорного землесоса «50 лет Советскому Азербайджану», а также дизель-электрических многочерпаковых снарядов проектов 892, Р-36 и 1519.

На земснарядах с прямой и механической передачами мощности главному механизму или насосу привод движителей осуществляется от главных или вспомогательных двигателей.

Первый вариант принимают обычно для малогабаритных землесосов, когда малые размеры и масса являются одним из основных требований к ЭУ. Такая схема принята на самом малом серийном землесосе проекта 246В, где винт приводится от вала главного двигателя через ременную передачу, ведущий шкив которой установлен на промежуточном валу между двигателями и редуктором.

На крупных землесосах с прямой или механической передачей мощности грунтовому насосу привод движителей обычно выполняется от вспомогательных двигателей или дизель-генераторов. Гребные винты приводятся у них от вспомогательных дизелей, причем в линию валопровода включены генераторы. При работе движителей генераторы вращаются без возбуждения, выполняя функции дополнительного маховика. В режиме дноуглубления винты отключаются посредством реверс-редукторов.

На речных самоотвозных землесосах «Яна» и «Уренгой» гребные винты приводятся через механическую передачу мощности специальными ходовыми дизелями.

§ 22. Грунтозаборные устройства без разрыхлителей

Грунтонасосным комплексом называется совокупность грунтозаборного устройства, грунтового насоса с приводным двигателем и грунтопроводов.

Грунтозаборное устройство включает в себя подвижную часть всасывающего грунтопровода — сосун, грунтоприемник, разрыхлитель, привод к нему и раму — металлоконструкцию, на которой монтируют перечисленные элементы.

Устройство выполняет главные функции землесосного снаряда — отделение грунта от массива с минимальными затратами энергии на его рыхление и всасывание, образование гидросмеси заданной, обычно высокой, концентрации и профилирование разрабатываемого участка.

От того, в какой мере грунтозаборное устройство отвечает перечисленным требованиям, зависит эффективность землесоса в целом. Потому грунтозаборным устройствам уделяется особое внимание.

Наиболее простым является грунтозаборное устройство без разрыхлителя. Оно состоит из сосуна, сравнительно легкой несущей рамы и грунтоприемника.

Всасывание грунта происходит следующим образом. По мере приближения грунтоприемника к массиву грунта между ним и кромкой зева образуется щель таких размеров, что скорость проходящей через нее воды достигает на поверхности грунта значения, при котором твердые частицы взвешиваются и увлекаются потоком воды в зев грунтоприемника.

Методом электрогидродинамических аналогий [52] получена эпюра скорости в щели всасывания щелевидным грунтоприемником (рис. 26), из рассмотрения которой можно заключить, что скорость воды по высоте щели минимальна вблизи поверхности грунта. Поэтому в процессе всасывания со свободной щелью через нее будет поступать главным образом вода и концентрация смеси окажется слишком низкой. Для повышения ее концентрации грунтоприемник настолько приближают к грунту, что на большей части периметра зева щель всасывания отсутствует, а вода фильтруется через грунт, увлекая его в грунтоприемник. Из-за неоднородной плотности и состава грунта условия всасывания вдоль периметра зева никогда не бывают одинаковыми. Решение вопроса о том, во всех ли условиях удастся организовать такое взаимодействие, при котором концентрация смеси будет удовлетворительной, зависит от формы и размеров зева, а также и от его ориентации.

Влияние формы зева поясняется следующим. Высота щели всасывания, при которой

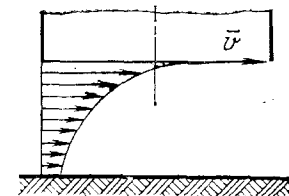


Рис. 26. Эпюра относительной скорости

незначительна. Поэтому если всасывать грунт только с его поверхности в пределах этой щели, площадь поперечного сечения траншеи будет слишком малой. В результате для получения достаточной производительности земснаряда придется перемещаться с чрезмерно большой скоростью, а для обеспечения заданной глубины делать повторные ходы. Для такой работы приспособлены только самоотвозные землесосы.

Эффективная разработка несвязного грунта обычными землесосами возможна при условии заглубления грунтоприемника в грунт. При этом большая часть всасываемого грунта сама поступает к зеву, обрушаясь под действием силы тяжести. Для равномерного обрушения откосов грунта нужно время, поэтому чем медленнее движется грунтоприемник, тем равномернее поступает грунт в зону всасывания. В свою очередь землесос перемещается медленнее, если над грунтоприемником больше грунта, т. е. больше площадь сечения траншеи.

Увеличить площадь сечения траншеи можно большим заглублением грунтоприемника в грунт или увеличением его ширины b — размера зева в плоскости, перпендикулярной направлению перемещения. Поскольку значительное переуглубление грунтоприемника часто невозможно вследствие наличия подстилающих слоев связного грунта или вечной мерзлоты, наибольшее распространение получили уширенные грунтоприемники.

Ширину зева желательно иметь как можно большей, особенно на дноуглубительных снарядах, которые должны обеспечивать ровное дно после выполнения работ. Однако с увеличением ширины возрастает периметр зева, а в связи с тем, что высоту зева нельзя принимать слишком малой и во избежание частого засорения крупными включениями, — и площадь зева. В результате размеры щели всасывания могут стать настолько малыми, что появление просвета между грунтом и кромкой зева даже на небольшой части периметра приведет к поступлению большого количества воды, уменьшению фильтрационного расхода и снижению концентрации смеси. Повышение ее становится возможным лишь за счет большого усилия перемещения грунтоприемника или невозможным вообще. Иногда грунтоприемник с чрезмерно большими размерами зева не удается заглубить в грунт.

Ориентация зева грунтоприемника также имеет большое значение. Для того чтобы условия всасывания по всему периметру зева были одинаковыми, но должен быть ориентирован параллельно откосу обрушающегося грунта. Благоприятные условия ориентации зева характерны для траншейных грунтоприемников потому, что ими извлекается грунт при движении в одном направлении.

Зев эллиптического грунтоприемника траншейного землесоса (рис. 27, а) очерчен двумя параллельными прямыми, сопрягающимися дугами круга. Чтобы предотвратить попадание в грунтоприемник твердых предметов, размеры которых превышают размеры проходных сечений грунтового насоса, зев перекрывают защитной решеткой.

Обычно отдают предпочтение наружной защитной решетке, поскольку ее удобнее очищать от застрявших между колосниками пред-

метов. Решетка устанавливается над зевом, ее края выносятся на некотором удалении от зева и не прикрывают его. Ребра выносной решетки не позволяют грунтоприемнику зарываться в грунт. Вместе с тем решетка не должна выступать за пределы зева более чем на половину его высоты h , иначе она упрется в грунт и создаст большое сопротивление перемещению снаряда по траншее. При разработке несвязных грунтов папильонажным способом такой грунтоприемник оказывается недостаточно эффективным, так как ширина его b (размер в направлении перемещения) оказывается меньше значения h . Поэтому у папильонажных грунтоприемников (рис. 27, б) большую ось зева располагают в вертикальной плоскости, проходящей через ось сосуна, а зев ориентируют к массиву разрабатываемого грунта. Кроме того, наличие скоса передней части зева под углом примерно 30° к горизонтали облегчает подачу землесоса по станковому тросу.

Недостаток рассмотренной и других конструкций папильонажных грунтозаборных устройств, не оборудованных разрыхлителями, состоит в том, что они не обеспечивают достаточно высокой концентрации всасываемой смеси. Обычно она оказывается значительно ниже, чем при траншейной работе с эллиптическими грунтоприемниками. Принципиальная разница заключается в том, что при папильонажной работе необходимо добиться одинакового эффективного всасывания при движении земснаряда в двух направлениях, что обычно не удается, так как одна сторона зева всегда оказывается открытой для поступления воды.

Известны попытки повысить эффективность грунтоприемников путем усложнения их конструкции подвижными деталями, позволяющими ориентировать зев в сторону перемещения снаряда [6], однако они не привели к практическим результатам.

Грунтозаборные устройства без разрыхлителей применяют также на самоотвозных землесосах при разработке ими песка, гравия, ила. Эти грунтоприемники конструктивно отличаются от рассмотренных

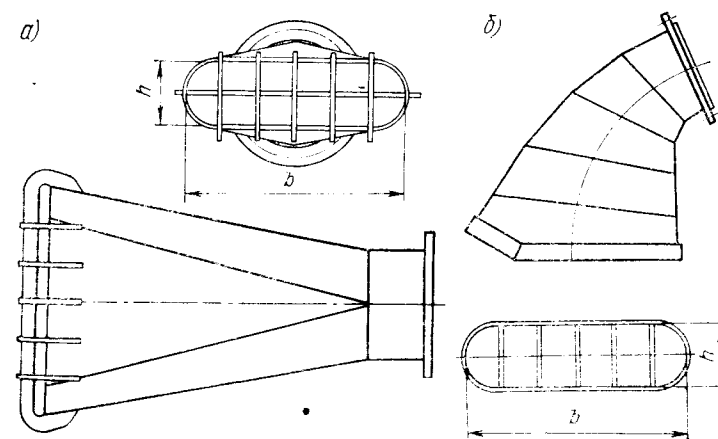


Рис. 27. Конструкции эллиптического траншейного и папильонажного грунтоприемников

выше из-за иного способа подвески сосуна. В связи с необходимостью работы на волнении, самоотвозные землесосы оснащают волочащимися сосунами и грунтоприемниками, конструкция которых обеспечивает неизменное положение их зева при значительных вертикальных перемещениях сосуна.

Наиболее широкое применение на самоотвозных землесосах получили так называемые саморегулирующиеся грунтоприемники, состоящие из неподвижной и подвижных частей — козырьков.

Волочащийся грунтоприемник типа «Калифорния» (рис. 28, а), успешно использующийся для разработки различных грунтов, состоит из неподвижной части 1, соединенной с сосуном, и двух козырьков 2, шарнирно закрепленных на неподвижной части. Шарнирное крепление позволяет нижним кромкам козырьков лежать на грунте независимо от угла наклона сосуна. На опорной части кромки на некотором расстоянии друг от друга устанавливают литые пластинки 3 из износостойкого материала. Поток, проходящий с большой скоростью через отверстия между пластинами, отрывает от дна частицы грунта. Два козырька приняты для увеличения периметра зева, так как отрыв частиц грунта происходит главным образом под кромками козырьков. В шарнирное соединение козырьков включен буфер 4 с пружиной и ограничителем угла поворота козырьков. Буфер предотвращает повреждение конструкции в случаях, когда козырьки внезапно подбрасываются вверх при ударе о препятствие на дне.

У волочащегося грунтоприемника фирмы ИНС Holland неподвижная часть состоит из двух секций 1 и 5, соединенных шарнирно. Шарнир 6 расположен в верхней части грунтоприемника, а нижняя часть секций соединяется плитками 2 с заданным предельным сопротивлением разрыву. Такая конструкция предусмотрена для защиты от

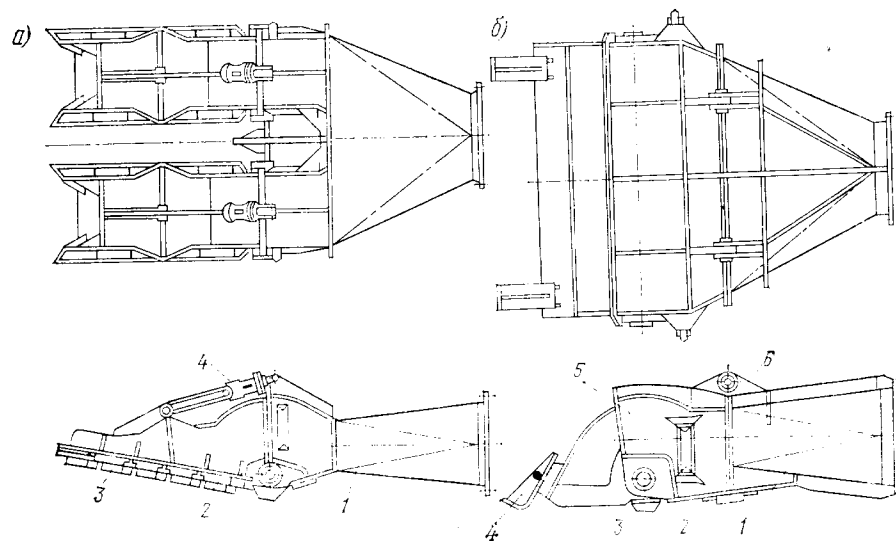


Рис. 28. Конструкции волочащихся грунтоприемников

и задняя секция неподвижной части поднимается, освобождая козырек от преграды. Отделение грунта от массива таким грунтоприемником происходит главным образом под задней кромкой козырька, причем отверстие между задней кромкой и грунтом можно регулировать, устанавливая колодки 4 в различном положении. Все детали, соприкасающиеся с дном, изготавливают из износостойких материалов или подвергают износостойкой наплавке. На опорной части под шарниром закрепляют сменную пята 3 (рис. 28, б).

Расчет грунтоприемников сводится к определению площади и размеров зева. Поскольку площадь зева F_z влияет на грунтозабор через вероятностные свойства грунта в массиве, ее принимают исходя из накопленного опыта проектирования и эксплуатации грунтозаборных устройств. Для песчаных грунтов и песчано-гравийных смесей площадь зева грунтоприемника без разрыхлителя можно принимать примерно равной удвоенной площади сечения сосуна. При известной площади высоты h зева, очерченного параллельными прямыми, сопряженными дугами круга, можно определить по формуле

$$h = \sqrt{\frac{F_z}{\beta + \frac{\pi}{4} - 1}},$$

где

$$\beta = b/h = 3 \div 4.$$

Грунтоприемник для ила может иметь площадь зева, равную утроенной площади сосуна. Примерно такую же площадь зева принимают и при проектировании волочащихся грунтоприемников самоотвозных землесосов. К волочащимся грунтоприемникам неприменимо понятие высоты зева. Размер его в направлении перемещения называют длиной l . Для грунтоприемников современных землесосов отношение $b/l = 1,3 \div 1,8$.

§ 23. Грунтозаборные устройства с гидравлическими разрыхлителями

Эффективная работа землесосов с грунтозаборными устройствами без разрыхлителей возможна только на легкообрушающихся грунтах — несслежавшихся песках, гравии, гальке, иле. Особенности конструкции волочащихся грунтоприемников и характер ориентации их зева по отношению к грунту позволяют достаточно эффективно разрабатывать ими и мелкий плотный песок. Разработка плотных песков грунтоприемниками атакующего типа оказывается затруднительной. Это относится и к крупным пескам, если в них содержится прослойка глинистого грунта. Такие грунты образуют вертикальный или нависающий, откос и грунтозабор становится возможным только при условии

механического воздействия грунтоприемника на фронтальный откос. В результате возрастает сопротивление перемещению землесоса, снижаются концентрация и производительность.

Вследствие неравномерного обрушения откосов и периодических обвалов большой массы грунта в зону всасывания наблюдаются значительные колебания концентрации смеси и производительности, а также разрежения перед грунтовым насосом, вплоть до полного срыва подачи. Аналогичные явления имеют место и при снятии сравнительно тонких слоев грунта с большой скоростью перемещения, когда откосы не успевают обрушаться.

Эффективность грунтозаборного устройства в этих условиях можно существенно повысить гидравлическим рыхлением грунта. При этом снижаются усилие, необходимое для перемещения грунтозаборного устройства и потери напора в грунтозаборном устройстве, а также стабилизируется разрежение перед насосом, повышаются концентрация смеси и производительность. Гидравлические разрыхлители находят все большее применение при разработке любых несвязных грунтов, а на самоотвозных землесосах их начинают использовать и для разработки глин.

Несмотря на то, что в настоящее время успешно эксплуатируется целый ряд грунтозаборных устройств с гидроразрыхлителями, процесс рыхления грунта струями воды остается слабо изученным. В выполненных исследованиях рассматривались результаты совместного действия разрыхлителя с грунтоприемником по развиваемой производительности снаряда, форме и размерам траншей [53, 74] или работа изолированной затопленной струи [8, 82]. Ни то ни другое не позволяет объяснить механизм взаимодействия струй разрыхлителя с грунтоприемником и с откосами окружающего их грунта. Поэтому принцип действия гидравлического разрыхлителя обычно объясняют с позиций размыва грунта гидромониторной струей по схеме для размывающих устройств [51]. Согласно этой схеме (рис. 29, а) струя, вытекающая из сопла 2, размывает грунт на некотором расстоянии s . Основная масса размытого грунта образует вал 1 за пределами зоны размыва, возвышающийся над прежним уровнем грунта. Часть грунта, рассеянная в толще воды, уносится течением или оседает после того, как сопло и создаваемый струей вал переместятся на новое место. На такой же схеме базируются известные методы расчета гидравлических разрыхлителей [6, 73].

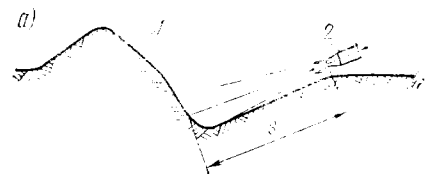


Рис. 29. Разрыв грунта затопленной струей

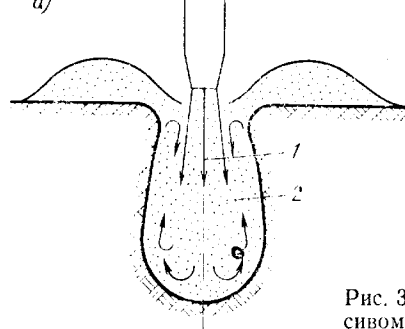


Рис. 30. Взаимодействие неподвижной струи с массивом грунта и грунтозабор при гидравлическом рыхлении

Однако очевидно, что если сопла, размывающие грунт, установить вблизи зева грунтоприемника, как это и сделано в известных конструкциях, то практически весь размытый грунт будет находиться вне зоны всасывания и концентрация смеси будет близкой к нулю. Анализ экспериментальных материалов о взаимодействии одиночных струй с массивом грунта, а также совместной работы струй разрыхлителей и грунтоприемников показал, что процесс гидравлического рыхления и всасывания грунта протекает иначе.

Если вертикальная неподвижная струя воды взаимодействует с массивом грунта (рис. 30), то вода, проникая в его толщу, вытесняет равный объем грунта. Этот грунт, находящийся в состоянии псевдосжижения, перемещается вверх навстречу струе, растекаясь по поверхности массива.

При длительном воздействии на грунт неподвижной вертикальной струи 1 образуется замкнутая зона 2 взвешенного грунта, в которой он движется вверх по ее краям и вниз по области струи (рис. 30, а).

При наклонном положении сопла относительно массива грунта различают два режима взаимодействия. При относительно небольших углах наклона струи к горизонту реализуется схема размыва, показанная на рис. 29, а. С увеличением угла характер взаимодействия струи с грунтом становится аналогичным с вертикальной струей. Угол, при котором режим размыва сменяется режимом взвешивания, зависит от параметров струи и крупности грунта. Так взаимодействуют с грунтом струи воды, вытекающие из неподвижных сопел. При движении сопла и работе его в режиме взвешивания вытесненный водой грунт, за исключением пылеватых частиц, укладывается за струей на прежнее место. Обрушение грунта в зону действия струй создает условия, подобные перемещению сопел. Угол наклона струй к горизонту, при котором режим взвешивания сменяется режимом размыва, тем меньше, чем выше скорость перемещения сопел.

Если сопла разрыхлителя, струи которого взвешивают грунт, разместить вблизи зева грунтоприемника, причем таким образом, чтобы вытесненный струями грунт оказывался в зоне всасывания, в грунтоприемник будет поступать взрыхленный грунт, находящийся в состоянии псевдосжижения. При этом неоднородность грунта не будет ока-

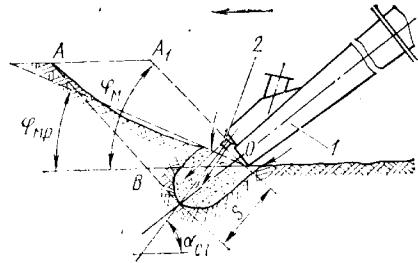


Рис. 31. Схема воздействия струй разрыхлителя на грунтовый откос



Рис. 32. Грунтозабор без гидравлического разрыхлителя

зывать влияние на грунтозабор, и грунтоприемник можно вплотную приблизить в грунт. Так как коэффициент фильтрации взвешенного грунта значительно выше, потери в щели всасывания можно получить более высокую концентрацию смеси. Все эти обстоятельства и наблюдаются при использовании гидравлических разрыхлителей. На снимке (рис. 30, б) виден сжиженный грунт, вытесняемый струями разрыхлителя и перемещающийся в сторону зева.

Снимок на рис. 29, б иллюстрирует работу разрыхлителя на размыв при неподвижном грунтозаборном устройстве. Он подтверждает мысль о том, что при работе по схеме, изображенной на рис. 29, а, всасывание грунта не происходит. Работа струй на размыв характерна лишь для начального периода заглубления грунтоприемника в грунт.

Процесс рыхления связного грунта протекает аналогично, но без самопроизвольного перемещения относительно струй обрушающегося откоса грунта. Так взаимодействуют струи с грунтом, находящимся вблизи зева. Рассмотрим теперь, каким образом гидроразрыхлитель воздействует на весь обрушающийся откос несвязного грунта. На рис. 31 показан грунтоприемник 1, перемещающийся в плоскости чертежа с соплами 2 гидравлического разрыхлителя, установленными в верхней части зева.

При выключенном разрыхлителе (рис. 32) и данной скорости перемещения грунтоприемника грунт образует естественный откос по линии A_1O с углом заложения мгновенного откоса φ_m (см. рис. 31). Струи разрыхлителя, проникая в грунт на глубину s , лишают объем грунта OA_1AB опоры.

В результате при одинаковых свойствах грунта и скорости перемещения грунтоприемника верхняя кромка откоса из точки A_1 сместится в точку A , а средний угол заложения мгновенного откоса φ_m уменьшится до величины $\varphi_{м.р}$. Уменьшение угла φ_m эквивалентно смещению верхней кромки на величину примерно равную $s \cos \alpha_{ст}$, где $\alpha_{ст}$ — угол наклона струй к горизонту.

Очевидно, с уменьшением угла φ_m снижается вероятность обрушения в зону всасывания одновременно большой массы грунта и завала грунтоприемника. Исключается также вероятность упора грунтоприемника во фронтальный откос грунта, препятствующего перемещению

щественней, чем больше величина s и меньше высота откоса грунта, т. е. чем меньше заглубление грунтоприемника.

С небольшим заглублением работают дноуглубительные снаряды с уширенными грунтоприемниками. Для них применение гидравлических разрыхлителей оказывается наиболее эффективным. В гидромеханизации строительства и горном деле принята работа с большим заглублением. В таких условиях воздействие разрыхлителя на весь откос грунта может оказаться несущественным и эффективность разрыхлителя с относительно малой величиной проникновения струй в грунт — низкой. Вероятно, поэтому гидравлическое рыхление грунта не получило широкого распространения на землесосах гидромеханизации.

На дноуглубительных землесосах применяют гидравлические разрыхлители с так называемыми щелевидными грунтоприемниками (рис. 33), у которых отношение b/h достигает 48, а ширина грунтоприемника — 11 м.

На верхней, а иногда нижней стенке широкого грунтоприемника 1 находится коллектор коробчатого сечения 2 с соплами 3, в который по трубопроводу 4 подается разрыхляющая вода. Фланцем 5 грунтоприемник крепится к сосуну. Из-за большой массы грунтоприемника фланец 5 делают таким, чтобы его можно было соединить с транцевым фланцем рамы грунтозаборного устройства, а сам грунтоприемник присоединить к фланцу посредством книц. Иногда фланцы для соединения с рамой и сосуном выполняют отдельно и размещают в разных плоскостях.

Процесс рыхления грунта под водой не имеет принципиального отличия по сравнению с рыхлением грунта мониторами в надводном забое. Если исходить из этой аналогии, то можно прийти к выводу, что схема работы гидроразрыхлителя со щелевидным грунтоприемником соответствует схеме встречного забоя, которая считается наиболее производительной [7]. Следовательно, рассматриваемая конструкция является рациональной. Технология размыва при встречном забое заключается в том, что у основания забоя делают вруб такой глубины, при которой откос под действием силы тяжести грунта обрушается. Обрушение несвязного грунта происходит непрерывно. Размыв грунта происходит не по всей толще уступа, а струи воздействуют на его подошву.

Гидравлический разрыхлитель воздействует на лобовой откос грунта аналогичным образом. Поэтому

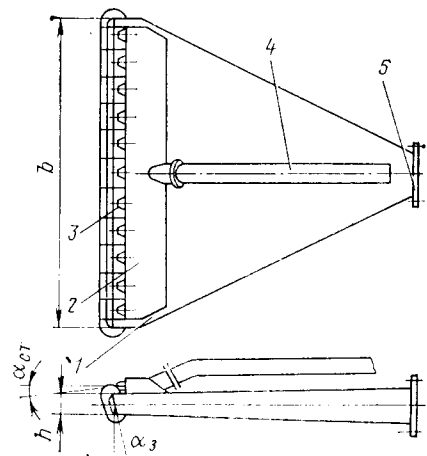


Рис. 33. Схема щелевидного грунтоприемника с гидравлическим разрыхлителем

сдвиг можно принять рациональным углом с целью воздействия на весь массив грунта [26]. Такая схема при одинаковых затратах энергии повлечет за собой снижение эффективности воздействия разрыхлителя на откос, а при увеличении расхода разрыхляющей воды сопла, направленные вверх, будут работать на размыв, увеличивая унос грунта течением и снижая концентрацию смеси.

При проектировании гидравлического разрыхлителя важно правильно выбрать место установки сопел и угол их наклона к плоскости грунтоприемника. Из схемы (см. рис. 31) видно, что уменьшение среднего угла заложения мгновенного откоса будет наиболее значительным при горизонтальном направлении струй. Однако для того, чтобы грунт, вытесняемый струями гидравлического разрыхлителя из массива, перемещался к зеву грунтоприемника, струи целесообразно направлять под углом $7-15^\circ$ в сторону его оси.

При расположении сопел в верхней части зева и максимальном угле наклона рамы и оси грунтоприемника к горизонту $40-45^\circ$ угол наклона струй $\alpha_{ст}$ составит $47-53^\circ$. При этом величина горизонтальной проекции глубины проникновения струй составит $(0,68 \div 0,6) s$, т. е. эффект их воздействия на откос грунта будет значительно снижен. С этой точки зрения целесообразнее нижнее расположение сопел разрыхлителя, при котором угол наклона их к оси грунтоприемника $\alpha_{ст}$ (см. рис. 33) откладывается вверх и уменьшает общий угол наклона струй к горизонту.

При малых углах наклона грунтоприемника с нижним расположением сопел появляется вероятность того, что сопла, направленные почти горизонтально, будут работать на размыв. Могут также возникнуть затруднения с заглублением наконечника в грунт с малых глубин. Следовательно, расположение сопел в нижней части зева целесообразно при больших углах наклона рамы и заглублении грунтоприемника в грунт.

Выше были рассмотрены условия взаимодействия гидравлического разрыхлителя с фронтальным откосом грунта. Вместе с тем грунт обрушивается в зону всасывания и с боковых откосов траншеи. Поэтому струи гидравлического разрыхлителя должны воздействовать и на них, для чего полезна установка боковых сопел, которые способствуют также уменьшению углов заложения установившихся откосов и уменьшению высоты гребней между смежными траншеями. Для того чтобы взрыхленный боковыми соплами грунт оказался впереди зева, их следует устанавливать не перпендикулярно оси грунтоприемника, а под углом $30-35^\circ$ к основным соплам.

Раньше шла речь о грунтозаборных устройствах с гидравлическими разрыхлителями, принцип работы которых основан на использовании эффекта обрушения откосов в зону всасывания. Этот эффект отсутствует при работе волочащихся грунтоприемников самоотвозных землесосов. Однако при их конструировании также можно использовать эффект вытеснения грунта из массива струями разрыхлителя. Задача сводится к тому, чтобы этот грунт оказывался в пределах зоны всасывания, которая располагается под зевом грунтоприемника. Для этого

направив струи вниз. Именно так и решается эта задача на самоотвозных землесосах.

При грунтозаборе волочащимся грунтоприемником с гидравлическим разрыхлителем (рис. 34) струи воды, вытекающие из коллектора 1, внедряются в грунт, взвешивают его и вытесняют во внутреннюю полость наконечника. Подсасываемая через щель между массивом грунта и нижней кромкой 2 козырька вода транспортирует взвешенный грунт в неподвижную часть наконечника 3, а затем в сосун 4. Одновременно они размывают грунт под нижней кромкой козырька. По такой схеме возможно гидравлическое рыхление связного грунта при соответствующем увеличении скорости истечения воды из сопел.

Грунтоприемник для папильонажного способа работы должен обеспечивать извлечение грунта при движении в двух противоположных направлениях, поэтому его зев располагают в горизонтальной плоскости. Указанные особенности грунтоприемника определяют и специфику конструкции гидравлического разрыхлителя. В частности, для того, чтобы обеспечить рыхление грунта при движении грунтоприемника в двух противоположных направлениях и при подаче вперед сопла гидравлического разрыхлителя следует располагать по всему периметру зева. При этом полезную работу будет совершать половина сопел.

Особая ориентация зева грунтоприемника для папильонажной работы заставляет по-иному, чем у траншейного, ориентировать струи гидроразрыхлителя. Действительно, если наклонить струи в сторону оси грунтоприемника, то они практически не будут воздействовать на обрушающийся откос грунта. Поэтому струи целесообразно наклонять не в сторону оси грунтоприемника, а от нее. Вместе с тем угол отклонения струи от оси грунтоприемника не следует принимать свыше 30° с тем, чтобы зона взрыхленного грунта не была удалена от зева. Таким образом, малый угол отклонения струй снижает эффект воздействия их на обрушающиеся откосы. Излишне большой удаляет зону взрыхленного грунта от зева грунтоприемника.

Из этих соображений целесообразно оснащать папильонажные грунтоприемники с гидравлическими разрыхлителями двумя рядами сопел, ориентированных к оси грунтоприемника под разными углами. Именно так спроектирован гидравлический разрыхлитель папильонажного грунтозаборного устройства (рис. 35), которым оснащен малогабаритный землесос для лесосплавных рек [54] с производительностью по грунту $150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Зев прямоугольной формы этого грунтозаборного устройства в процессе извлечения грунта занимает положение, близкое к горизонтальному. Он окружен коллектором значительных размеров для

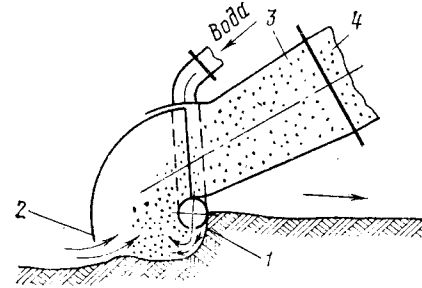


Рис. 34. Схема грунтозабора волочащимся грунтоприемником с гидравлическим разрыхлителем

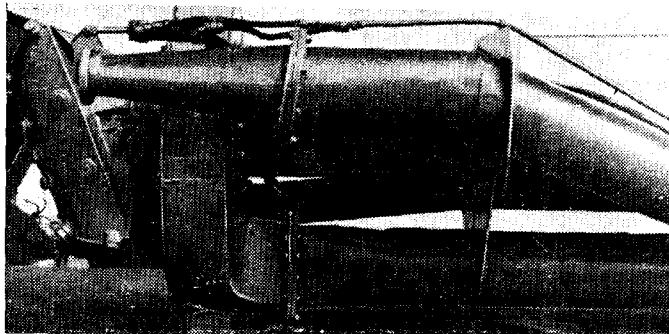


Рис. 35. Папилюнажный грунтоприемник с гидравлическим разрыхлителем

обеспечения эффекта экранирования [6] и подвода воды к соплам гидроразрыхлителя. На коллекторе размещено два ряда сопел. Первый — основной ряд, расположен вблизи зева. Сопла этого ряда наклонены под углом 30° от оси грунтоприемника. Второй ряд сопел с уменьшенным диаметром направляет струи под углом 80° от оси грунтоприемника и служит для дополнительного воздействия на обрушающиеся откосы грунта. Проведенные испытания и последующая эксплуатация грунтозаборного устройства показали его высокую эффективность.

§ 24. Расчет грунтоприемников с гидравлическими разрыхлителями

Подводное рыхление грунтов осуществляется затопленной струей. Рассмотрим сначала общие свойства затопленной струи. Из теории [19] известно, что затопленная струя постепенно расширяется и на некотором расстоянии от сопла рассеивается.

Силы трения, обусловленные вязкостью жидкости, приводят к тому, что на границе струи и невозмущенной жидкости образуются вихри, в которые вовлекается ранее неподвижная жидкость. В результате вовлечения ее в движение происходит подтормаживание струи и одновременно увеличение ее массы. Слой, в котором происходит перемешивание вещества струи с окружающей жидкостью, называют пограничным.

Экспериментально установлено, что если в выходном сечении сопла скорости распределяются равномерно, то границы струи представляют собой расходящуюся поверхность усеченного конуса с вершиной в точке пересечения границ струи, называемой полюсом струи (точка O на рис. 36).

Различают два участка затопленной струи: начальный и основной. На начальном участке струя состоит из пограничного слоя 1 и ядра 2 постоянной скорости равной скорости истечения v_0 . С внешней стороны пограничный слой соприкасается с неподвижной жидкостью, в которой компонент скорости, параллельной оси струи, равен нулю. С внутренней стороны пограничный слой переходит в ядро постоянных

начало слоя и суженное ядро исчезновения. Сечение 3, в котором ядро постоянной скорости исчезает совсем, называют переходным. В последующих сечениях пограничный слой заполняет уже все поперечное сечение струи и по мере удаления от сопла происходит не только увеличение диаметра струи, но и падение скорости на ее оси. Участок, следующий за переходным сечением, называют основным. В связи с тем, что начальный участок имеет сравнительно малую длину, наибольший интерес представляет основной участок, поэтому все зависимости получены для него и в дальнейшем именно о нем будет идти речь.

Экспериментальные исследования показали, что по мере удаления от сопла происходит непрерывная деформация скоростного профиля струи. Чем дальше от начала струи выбрано сечение, тем ниже и шире скоростной профиль.

Результаты обработки замеров показали, что если вместо абсолютных значений скорости v рассматривать отношение ее к значению скорости v_m на оси струи v/v_m и вместо абсолютных расстояний от оси y — их отношения к расстояниям от оси до таких точек, в которых скорость равна половине осевой $y/y_{0,5v_m}$, то наблюдается полное подобие скоростных полей во всех сечениях основного участка струи.

Это означает, что существует универсальная для всех сечений основного участка функция $v/v_m = f(y/R_{гр})$, где $R_{гр}$ — радиус границы струи [20].

Установлено также, что радиус осесимметричной (или ширина плоской) струи линейно зависит от расстояния до полюса. Следовательно, наружную поверхность струи можно рассматривать как поверхность конуса с вершиной в полюсе струи.

Опыты показали, что давление в струе постоянно и равно давлению в окружающем пространстве. Поэтому полное количество движения I секундной массы во всех сечениях струи одинаково, т. е.

$$I = \int_0^M v dM = \text{const}, \quad (3)$$

где M — масса, протекающая в единицу времени сквозь элемент поперечного сечения струи.

Определенность функции f , а также условие (3) позволяют рассчитать все параметры затопленной струи любой жидкости, если экспериментально установлена для нее всего лишь одна константа, например угол расширения струи $\alpha_{гр}$. Для водяных струй получено значение $\text{tg } \alpha_{гр}/2 = 0,172$, что соответствует $\alpha_{гр} = 19,5^\circ$.

Для расчета параметров разрыхлителя необходимо знать максимальное расстояние, на котором струя известных параметров в со-

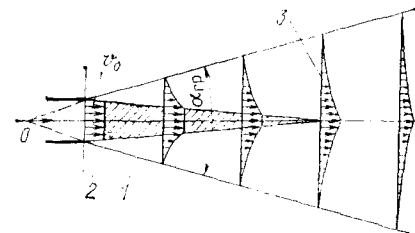


Рис. 36. Схема затопленной струи

фронта размыва. Определяя параметры по схеме размыва, полагают, что струя размывает грунт на таком расстоянии от среза сопла, на котором средняя по площади сечения струи скорость равна размывающей грунт скорости. При этом считают, что струя распространяется в воде. При работе струи на взвешивание такой критерий неприемлем по двум причинам. Во-первых, струя распространяется не в воде, а в грунте, т. е. в среде большей плотности. Условие (3) предопределяет при этом более быстрое затухание скорости в струе. Во-вторых, понятие размывающей скорости применимо к свободной поверхности грунта. Струя, работая на взвешивание, воздействует на грунт, находящийся в условиях всестороннего сжатия, что также уменьшает глубину фронта размыва. Выказанные положения подтверждаются экспериментально. Поэтому для более точного определения глубины фронта размыва целесообразно использовать другой критерий.

Для того чтобы струя внедрилась в грунт, т. е. избыточная вода проникла в поры между твердыми частицами, необходимо определенное силовое воздействие струи на грунт. Степень силового воздействия пропорциональна импульсу силы в заданном сечении струи, отнесенному к площади этого сечения.

Можно полагать, что на некотором расстоянии от среза сопла из-за увеличения $R_{гр}$ и площади сечения струи силовое воздействие ее становится недостаточным для проникновения в грунт. Это расстояние и является глубиной фронта размыва. Обозначим ее s_0 . Радиус сечения струи на расстоянии s_0 от среза сопла и импульс силы, отнесенный к площади сечения, обозначим соответственно R_s и i_s .

Из условия постоянства количества движения в струе имеем

$$i_s = \frac{l}{\pi R_s^2} = \frac{\rho_v R_0^2 v_0^2}{R_s^2}, \quad (4)$$

где ρ_v — плотность воды; R_0 — радиус сопла.

Радиус сечения струи на фронте размыва будет

$$R_s = s_0 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{гр}}{2} + R_0 = s_0 t + R_0, \quad (5)$$

где

$$t = \operatorname{tg} \frac{\alpha_{гр}}{2}.$$

Из уравнений (4) и (5) получим

$$v_0 = \frac{(s_0 t + R_0) \sqrt{i_s}}{R_0 \sqrt{\rho_v}}. \quad (6)$$

Уравнение (6) содержит три неизвестных. Можно получить еще одно уравнение, задавшись расходом воды через сопла гидравлического разрыхлителя.

ны водой, струи вытесняют из массива в секунду объем грунта, равный секунднему расходу воды, проникающей в грунт. Если сопла находятся на уровне грунта, этот расход равен расходу воды на срезе сопел. Поэтому при необходимости воздействовать на весь всасываемый грунт расход через сопла следует принимать равным производительности землесоса по грунту. При рыхлении несвязных грунтов это условие нельзя считать обязательным: если грунт легко обрушается, достаточно обеспечить благоприятные условия его обрушения. Вместе с тем и количество вытесняемого струями грунта и обрушающегося под их воздействием зависит от расхода через сопла, а потребность в этом грунте — от производительности землесоса. Следовательно, расход через сопла гидравлического разрыхлителя q_0 целесообразно связать с производительностью землесоса по грунту $Q_{гр}$, т. е. $q_0 = m Q_{гр}$, где m — коэффициент. В свою очередь

$$q_0 = \pi R_0^2 v_0 z, \quad (7)$$

где z — число сопел, определяемое из условия, что струи на глубине s_0 создают сплошной фронт размыва.

$$z = B/2R_s + z_y, \quad (8)$$

где B — ширина фронта размыва; z_y — число дополнительных (угловых) сопел.

Для траншейных щелевидных грунтоприемников ширина фронта размыва равна ширине грунтоприемника, т. е. $B = b$, $z_y = 2$. Для грунтоприемников, в которых эффект обрушения откосов не используется, в частности волочащихся, $B = b$; $z_y = 0$.

У папильонажных грунтоприемников целесообразно предусматривать два ряда сопел — основной и вспомогательный. Расчет параметров разрыхлителя следует вести отдельно для каждого ряда. В связи с тем, что папильонажный грунтоприемник работает в двух направлениях, общий расход воды через сопла должен быть равным $2 q_0$. Расход через сопла основного и вспомогательного рядов можно принять одинаковым, равным q_0 . Для обоих рядов $z_y = 4$. Величину B можно принять равной удвоенной ширине экрана в месте установки сопел.

Для грунтоприемников с круглым зевом и кольцевым коллектором разрыхлителя $z_y = 0$.

$$B = 2 \pi (R_c + s_0 \sin \alpha_{сг}),$$

где R_c — радиус окружности, проходящей через центры сопел; $\alpha_{сг}$ — угол наклона струй к оси грунтоприемника.

Из формул (6) — (8) имеем

$$q_0 = \frac{\pi B R_0}{2} \sqrt{i_s / \rho_v} + \pi R_0^2 v_0 z_y. \quad (9)$$

Для того чтобы определить параметры разрыхлителя по уравнениям (6) и (9), необходимо задаться глубиной фронта размыва или скоростью истечения воды из сопел.

При проектировании грунтозаборных устройств необходимо учитывать механическое воздействие, чем для несвязных. Для суглинков и глин величина i_s того же порядка, что и коэффициент сопротивления смятию. При расчете гидравлического разрыхлителя для суглинков и глин величину i_s следует принимать в пределах $(1,5 \div 2,5) 10^5$ Па.

Угол расширения струи в связном грунте и величину t можно оценить только весьма приближенно. Известно [82], что значение $\alpha_{гр}$ в глине в 2,5 раза меньше, чем в песке. При этом условии $t = 0,058$.

Если грунтозаборное устройство хотя бы эпизодически будет использоваться для разработки супесей и суглинков, значение m следует принять равным или большим 1. Для грунтозаборных устройств, предназначенных только для разработки несвязных грунтов, значение m может быть уменьшено до 0,7.

При расчете гидравлических разрыхлителей связных грунтов удобнее задаваться не скоростью истечения, а глубиной фронта размыва. Очевидно она должна быть не менее толщины слоя грунта снимаемого грунтозаборным устройством за один проход, т. е. $s_0 \geq \frac{Q_{гр}}{bv_n}$, где v_n — скорость перемещения грунтозаборного устройства. Скорость истечения воды из сопел в этом случае рассчитывают по формуле (6). После расчета величин R_0 , s_0 или v_0 определяют напор насоса (м)

При известных значениях q_0 и v_0 из уравнения (9) получим

$$R_0 = -\frac{B}{4v_0 z_y} \sqrt{i_s/\rho_B} + \sqrt{\frac{B^2 i_s}{16v_0^2 z_y^2 \rho_B} + \frac{q_0}{\pi v_0 z_y}}. \quad (10)$$

При $z_y = 0$

$$R_0 = \frac{2q_0}{\pi B} \sqrt{\frac{\rho_B}{i_s}}. \quad (11)$$

Значение s_0 определяется из выражения (6):

$$s_0 = v_0 R_0 / t \sqrt{\rho_B / i_s} - R_0 / t. \quad (12)$$

Для расчета параметров гидравлического разрыхлителя необходимо знать величины i_s , t и v_0 , которые зависят от свойств разрабатываемого грунта.

Для определения i_s в ГИИВТе были выполнены экспериментальные исследования процесса распространения струи в несвязном грунте различной крупности, которые показали, что для песчаных грунтов любой крупности можно принимать значение удельного импульса силы на фронте размыва, равное $4 \cdot 10^3$ Па. При расчете грунтозаборных устройств для гравийных грунтов значение i_s следует брать равным $0,7 \cdot 10^4$ — $1,0 \cdot 10^4$ Па. Обработка результатов испытаний показала также, что значение центрального угла расширения струи воды, распространяющейся в несвязном грунте, несколько меньше, чем в воде. Было получено среднее значение угла $\alpha_{гр}$, равное $16^\circ 30'$, чему соответствует $t = 0,148$.

Скорость v_0 истечения воды из сопел также необходимо принимать в зависимости от свойств грунта. Из формул (10) и (12) следует, что для обеспечения одинаковой глубины фронта сплошного размыва с увеличением удельного импульса силы, необходимого для рыхления грунта, скорость истечения должна увеличиваться примерно пропорционально величине $i_s^{0,5}$.

Опыт проектирования грунтозаборных устройств с разрыхлителями показал, что для эффективного рыхления средних и крупных песков в широком диапазоне заглубления грунтоприемника и скорости перемещения достаточна скорость $v_0 = 20$ м/с. Для гидравлического рыхления всех несвязных грунтов скорость истечения можно принимать из условия $v_0 \geq 0,35 i_s^{0,5}$.

При проектировании грунтозаборных устройств необходимо учитывать механическое воздействие, чем для несвязных. Для суглинков и глин величина i_s того же порядка, что и коэффициент сопротивления смятию. При расчете гидравлического разрыхлителя для суглинков и глин величину i_s следует принимать в пределах $(1,5 \div 2,5) 10^5$ Па.

Угол расширения струи в связном грунте и величину t можно оценить только весьма приближенно. Известно [82], что значение $\alpha_{гр}$ в глине в 2,5 раза меньше, чем в песке. При этом условии $t = 0,058$.

Если грунтозаборное устройство хотя бы эпизодически будет использоваться для разработки супесей и суглинков, значение m следует принять равным или большим 1. Для грунтозаборных устройств, предназначенных только для разработки несвязных грунтов, значение m может быть уменьшено до 0,7.

При расчете гидравлических разрыхлителей связных грунтов удобнее задаваться не скоростью истечения, а глубиной фронта размыва. Очевидно она должна быть не менее толщины слоя грунта снимаемого грунтозаборным устройством за один проход, т. е. $s_0 \geq \frac{Q_{гр}}{bv_n}$, где v_n — скорость перемещения грунтозаборного устройства. Скорость истечения воды из сопел в этом случае рассчитывают по формуле (6). После расчета величин R_0 , s_0 или v_0 определяют напор насоса (м)

$$H = v_0^2 / 2g\mu^2 + h_n, \quad (13)$$

где $\mu = 0,94$ — коэффициент скорости истечения воды из сопел; h_n — потери напора в трубопроводе, подводящем воду к соплам, м.

Поскольку значение h_n на начальных стадиях проектирования неизвестно, им нужно задаться. Если диаметр трубопровода соответствует диаметру напорного патрубка насоса, то значение h_n обычно не превышает 10 м и его можно принять в пределах 5—10 м. Исключение составляют самоотвозные землесосы, у которых из-за особенностей подвески судна гидроразрыхлительная магистраль оказывается более сложной и насыщенной местными сопротивлениями, а значение h_n может достигать 20 м и более.

По известным значениям q_0 и H выбирают насос или насосы гидравлического разрыхлителя. Напор их при подаче q_0 должен быть выше полученного по формуле (13). После выбора насоса и конструктивной разработки гидроразрыхлительной магистрали следует определить фактическое значение h_n при подаче q_0 . Затем по формуле (13) уточняют расчетный напор H .

Если разница в напорах превышает 10%, следует произвести корректировку параметров. Для этого находят скорректированное значение радиуса сопла (м) по формуле

$$R'_0 = R_0 \sqrt[4]{\frac{H - h_n}{H_n - h_n}},$$

где H_n — напор насоса при подаче q_0 , м.

Затем в прежней последовательности находят s_0 или v_0 . В рассматриваемом случае одинаковой глубины фронта сплошного размыва s_0

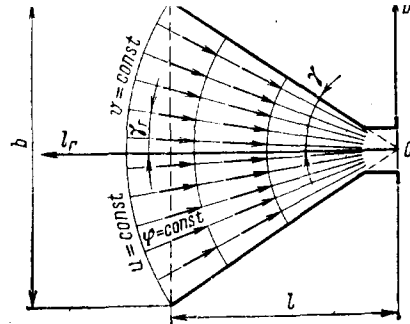


Рис. 37. Схема течения в щелевидном грунтоприемнике

соплами принимают одинаковыми, равными $2 R_s$.

Однако известно, что условия всасывания в конфузоре некруглого сечения изменяются вдоль любой из его сторон, так как скорость входа воды снижается от середины к краям. Вследствие этого транспортирующая способность потока на краях уширенных грунтоприемников оказывается ниже, чем в середине. Это обстоятельство особенно существенно для щелевидных грунтоприемников траншейных землесосов, в

которых из-за большой площади зева скорость движения смеси в начальных сечениях оказывается такой, что в них наблюдается отложение слоя осадка грунта на нижней стенке грунтоприемника. В связи с уменьшением скорости на краях, а также из-за более интенсивного поступления грунта вследствие обрушения боковых откосов, высота слоя осадка к краям возрастает. При интенсивных режимах грунтозабора края грунтоприемника полностью перекрываются грунтом и всасывание его происходит не по всей ширине. В результате увеличение ширины теряет смысл.

Рассмотрим, как изменяется скорость по ширине зева щелевидного грунтоприемника. Такие грунтоприемники являются по существу плоскими конфузорами, с прямолинейными боковыми стенками (рис. 37). В связи с тем, что диаметр сосуна значительно меньше ширины зева, поле течения в таком грунтоприемнике можно представить как плоское поле¹ точечного стока, расположенного в точке O.

Если жидкость в поле точечного стока поступает со всей плоскости, то в таком поле линии равного потенциала $u = \text{const}$ и линии равных скоростей $v = \text{const}$ имеют одинаковый вид окружностей с центром в точке O, а линии тока направлены по радиусам от периферии к центру. Боковые стенки грунтоприемника совпадают с линиями тока этого поля. Следовательно, поле течения внутри грунтоприемника можно рассматривать как часть поля стока со всей плоскости и принять, что линии равных скоростей также являются дугами окружностей.

Таким образом, для поля внутри грунтоприемника имеем

$$v = Q/2\gamma \cdot 1/l_r = \text{const}/l_r, \quad (14)$$

где Q — расход через грунтоприемник, отнесенный к единице его высоты; γ — угол раскрытия конфузурной части грунтоприемника; l_r — удаление рассматриваемой точки от полюса O.

¹ Его можно представить как пространственное поле, возникающее от действия стоков, равномерно распределенных на отрезке прямой с длиной, равной высоте грунтоприемника, и расположенном в проходящем через точку O перпендикулярно к плоскости рисунка.

$$v_{3.0} = \text{const}/l, \quad (15)$$

где l — длина конической части.

Скорость входа в произвольной точке зева

$$v_3 = \text{const}/l \cos \gamma_r, \quad (16)$$

где γ_r — угол между линией тока, проходящей через данную точку, и осью грунтоприемника.

Из равенств (16) и (15) получим $v_3 = v_{3.0} \cos \gamma_r$. Выразим γ_r через линейные величины

$$\gamma_r = \arctg \frac{b_r}{l},$$

где b_r — удаление рассматриваемой точки зева от оси грунтоприемника.

Таким образом,

$$v_3 = v_{3.0} \cos \arctg \frac{b_r}{l}. \quad (17)$$

Для наиболее удаленной от оси точки зева

$$v_{3.к} = v_{3.0} \cos \arctg \frac{b}{2l}. \quad (18)$$

Например, для грунтоприемника с отношением $b/l = 2,0$, $v_{3.к} = 0,707 v_{3.0}$.

При высоких средних скоростях входа уменьшение скорости на краях зева приведет к некоторому повышению там концентрации смеси, что не вызовет заметного ухудшения условий грунтозабора. Для щелевидных грунтоприемников из-за низких значений средней скорости входа снижение ее на краях может повлечь за собой полное перекрытие части зева слоем осадка грунта.

Влияние эффекта снижения скорости от середины к краям двоякое. Во-первых, высота осадка увеличивается из-за снижения расхода на единицу площади зева. Во-вторых, количество грунта, приходящее на единицу площади, с удалением от середины к краям возрастает из-за обрушения боковых откосов. В результате увеличивается концентрация смеси, что также влечет за собой увеличение слоя осадка.

Для того чтобы добиться одинаковых условий всасывания по всей ширине щелевидного грунтоприемника, П. П. Пухов предложил рыхлить грунт на краях более интенсивно, чем в середине, а в качестве критерия интенсивности принять глубину фронта размыва [73]. В результате менее эффективного рыхления в средней части зева потери напора при входе смеси будут больше, что приведет к выравниванию скоростей и условий всасывания.

В связи со сложностью явлений, сопровождающих процесс рыхления и всасывания грунта, точных количественных соотношений между относительной скоростью входа в произвольной точке по ширине

чить невозможно. Однако логические построения свидетельствуют в пользу квадратичной зависимости относительной глубины фронта размыва от скорости входа. При таком допущении, а также учитывая, что с уменьшением скорости входа глубина фронта размыва должна возрастать, будем иметь

$$s_3/s_{3.0} = (v_{3.0}/v_3)^2 \text{ или } s_3/s_{3.K} = (v_{3.K}/v_3)^2, \quad (19)$$

где s_3 , $s_{3.0}$, $s_{3.K}$ — глубина фронта размыва (м) соответственно в рассматриваемой точке, середине и на концах зева.

Из выражений (17) — (19) получим следующее уравнение кривой глубины фронта размыва

$$s_3 = s_{3.K} \frac{\cos^2 \arctg \frac{b}{2l}}{\cos^2 \arctg \frac{b_r}{l}}. \quad (20)$$

Как следует из формул (16) и (17), степень неравномерности скорости по ширине зева зависит от отношения b/l . Если $b/l < 0,8$, скорость на краях зева отличается от скорости в средней части менее чем на 8%. Поэтому для грунтоприемников с длинной конической частью, так же как при высоких средних скоростях в зеве, фронт размыва можно принять прямолинейным.

Расчет гидравлического разрыхлителя с криволинейным фронтом размыва выполняется в такой последовательности.

По формулам (10) и (12) определяют радиус крайнего и боковых сопел R_{0K} и глубину фронта размыва s_{0K} .

Из выражения (6) следует, что при одинаковой для всех сопел скорости истечения v_0 радиус R_0 пропорционален s_0 . Следовательно, зависимость $R_0 = f(b_r)$ имеет такой же вид, как и $s_0 = f(b_r)$, т. е.

$$R_0 = R_{0K} \frac{\cos^2 \arctg \frac{b}{2l}}{\cos^2 \arctg \frac{b_r}{l}}. \quad (21)$$

В результате для определения радиусов сопел достаточно знать их расстояния от оси грунтоприемника. Эту задачу можно решить графически из условия сплошности фронта размыва.

Подставив в формулу (5) значения s_0 и R_{0K} , получим

$$R_s = (ts_{0K} + R_{0K}) \frac{\cos^2 \arctg \frac{b}{2l}}{\cos^2 \arctg \frac{b_r}{l}}. \quad (22)$$

Чтобы узнать расстояния сопел разрыхлителя с криволинейным фронтом размыва от оси грунтоприемника, необходимо в масштабе построить кривую по уравнению (22) и в фигуру $O cde$ (рис. 38) вписать

Очевидно, они представляют собой половины сечений струй поперечностью, проходящей через фронт сплошного размыва, а их радиусы равны R_s . Расстояния от начала координат b_{r1} , b_{r2} , ..., b_{rn} до центров полуокружностей являются расстояниями от центров сопел до середины грунтоприемника.

По известным b_{rn} и уравнению (21) находят радиусы сопел, а по ним суммарную площадь сопел и необходимую подачу гидроразрыхлительного насоса. Очевидно, она будет меньше, чем при прямолинейном фронте размыва. Насос выбирают так же, как для разрыхлителя с прямолинейным фронтом.

Расчет грунтоприемника сводится к определению площади, размеров зева и длины конфузальной части. Площадь зева грунтоприемника с гидравлическим разрыхлителем, так же как и без него, может быть определена через площадь сечения сосуна F_c .

Гидравлическое рыхление грунта позволяет получить благоприятные условия грунтозабора при меньшей высоте щели всасывания, следовательно, при меньшей средней скорости входа $v_{3.ср}$. Поэтому периметр и площадь зева грунтоприемников с гидравлическими разрыхлителями могут быть приняты большими, чем без них. Опыт проектирования показывает, что можно получить эффективное грунтозаборное устройство траншейного землесоса при площади зева $F_3 = (4 \div 5) F_c$.

Для увеличения ширины грунтоприемника высоту h зева принимают небольшой. Удобно связать величину h с размером проходного сечения грунтового насоса d . Для того чтобы крупные твердые включения, прошедшие через зев грунтоприемника, не забивали проточную часть насоса, можно рекомендовать $h \leq 0,95 d$.

Ширину зева можно определить как вторую сторону прямоугольника с известной площадью, пренебрегая влиянием криволинейности боковых стенок, которые, как и у эллиптических грунтоприемников, чаще выполняются по дугам круга. Ширина грунтоприемника не должна превышать ширины корпуса землесоса. Если при расчете она получится больше, то следует принять ее равной ширине корпуса. Размеры зева грунтоприемников с гидравлическими разрыхлителями для работы папильонажным способом и волочащихся грунтоприемников самоотвозных землесосов принимают примерно такими же, как и без разрыхлителей.

Длина конфузальной части щелевидных грунтоприемников с целью уменьшения их массы должна быть по возможности небольшой. Но при уменьшении длины грунтоприемника увеличивается неравномерность скорости входа по ширине зева. Из этих соображений обычно принимают $l \geq b$. При указанном соотношении размеров грунтоприемники крупных зем-

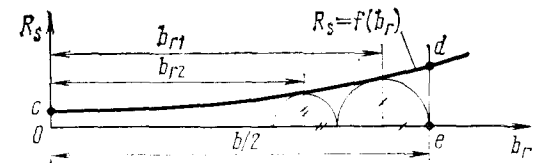


Рис. 38. Схема к определению отстояний сопел разрыхлителя от оси грунтоприемника

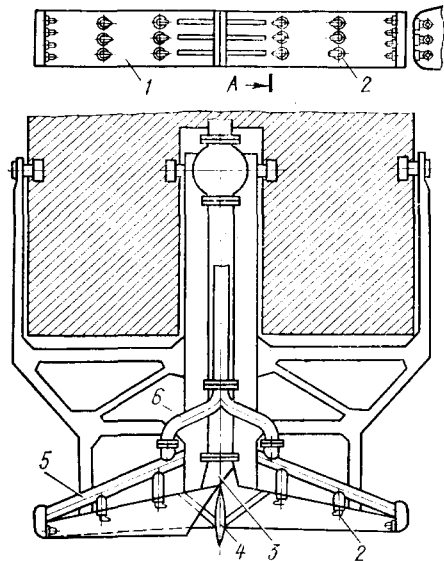


Рис. 39. Грунтоприемник с принудительным подводом грунта:

1 — корпус; 2 — сопла; 3 — грунтопровод; 4 — отсекающий; 5 — распределительный коллектор; 6 — трубопровод для подвода воды

правленных к оси, струи из которых обеспечивают принудительный подвод грунта к зоне высоких скоростей всасывания.

Грунтоприемник А. С. Старикова следует отнести к уширенным грунтоприемникам без разрыхлителей, так как вытекающие из сопел струи практически не оказывают воздействия на массив грунта до поступления его в грунтозаборное устройство, а лишь компенсирует недостаточную транспортирующую способность потока внутри грунтоприемника. Поэтому при работе землесоса с ним требуется большое тяговое усилие становой лебедки, обусловленное механическим воздействием грунтоприемника на невзрыхленный грунт. Для повышения эффективности грунтоприемник с принудительным подводом грунта целесообразно оснащать таким же гидравлическим разрыхлителем, какие используются со щелевидными грунтоприемниками.

§ 25. Грунтозаборные устройства с фрезерными разрыхлителями

Разработка тяжелых грунтов землесосными снарядами невозможна без предварительного механического разрыхления. Для этой цели используются различные типы механических разрыхлителей: фрезерные, роторно-ковшовые, винтовые, цепные с ковшами или зубьями, волочащиеся, качающиеся, вибрационные, а также комбинированные — гидрофрезерные и гидровибрационные. Фрезерные разрыхлители полу-

тяжелыми и громоздкими. Поэтому известны конструкции двоярных грунтоприемников, ширина каждой части которых равна половине общей ширины. Если соотношение между шириной и длиной конфузорной части для каждой половины грунтоприемника принять таким же, как для монолитного, то общая длина грунтоприемника при одинаковом угле раскрытия конфузорной части γ будет примерно в 2 раза меньше.

Задача значительного увеличения ширины и уменьшения длины удачно решена в грунтоприемнике, разработанном А. С. Стариковым (рис. 39). Поскольку скорость входа на краях недостаточна для транспортирования грунта, в грунтоприемнике установлено несколько рядов сопел, на-

ки все свайно-якорные землесосные снаряды. В грунтозаборном устройстве с фрезерным разрыхлителем грунтоприемник размещается в нижней части внутренней полости фрезы (рис. 40). При таком расположении грунтоприемника 3 основной объем взрыхляемого фрезой 2 грунта оказывается вне зоны активного всасывания гидросмеси. Поэтому фреза должна не только эффективно резать и рыхлить грунт, но и перемещать его к грунтоприемнику, соединенному со всасывающим грунтопроводом 1. Фрезы различаются по форме и конструкции (рис. 41—43).

По форме образующей поверхности бывают конические, цилиндрические и митраобразные фрезы. Наиболее часто режущие ножи 1 (см. рис. 41) их непосредственно примыкают к ступице 2, посаженной на вал разрыхлителя. Для повышения прочности концы ножей соединяют общим кольцом 3.

Режущие кромки ножей 4 в зависимости от рода разрабатываемого грунта выполняют гладкими, волнистыми или с зубьями. Волнистая режущая кромка и зубья способствуют сосредоточению усилия резания на малом участке и созданию значительных удельных давлений на грунт, обеспечивая его разрушение.

Для подачи грунта к грунтоприемнику и исключения залипания, поверхность отвала ножа выполняют линейчатой, развертывающейся, плавно переходящей к ступице и тыльной поверхности смежного ножа. Ее ориентируют к оси вращения и к образующей поверхности фрезы таким образом, чтобы обеспечивалось скольжение грунта по ножу к грунтоприемнику.

Размеры фрезы (диаметр и длина) должны быть согласованы с размерами зоны активного всасывания, зависящими от подачи грунтового насоса, формы и размеров зева грунтоприемника. С увеличением их возрастает глубина зоны активного всасывания и, следовательно, большими могут быть приняты размеры фрезы.

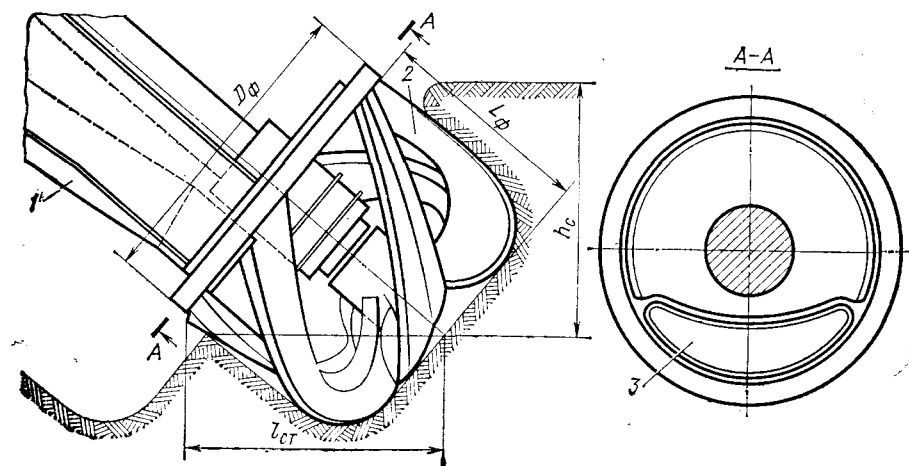


Рис. 40. Грунтозаборное устройство с фрезерным разрыхлителем

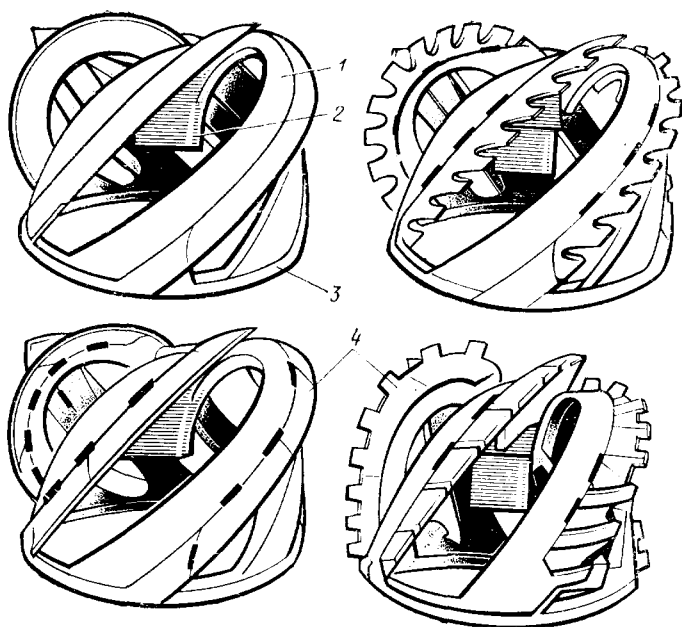


Рис. 41. Фрезы голландской фирмы IHC Holland

Производительность землесосного снаряда по грунту может лимитироваться условиями грунтозабора или гидротранспорта. Причем условия грунтозабора в значительной мере определяются параметрами разрыхлителя. Поэтому количество грунта, нарезаемого фрезой, во всяком случае должно быть не меньше того, которое может быть транспортировано грунтонасосной установкой. Исходя из возможной производительности земснаряда $Q_{гр}$ (м³/ч) по условиям гидротранспорта при оптимальных технологических параметрах резания, диаметр фрезы (см. рис. 40) может быть определен по формуле (м) $D_{\phi} = 0,13 Q_{гр}^{0,4}$.

Производительности $Q_{гр}$ соответствует вполне определенная подача насоса по гидросмеси Q , составляющая в зависимости от рода грунта не менее 0,65 от подачи насоса при работе на воде. В зависимости от Q диаметр фрезы $D_{\phi} = (0,065 \div 0,072) Q^{0,4}$.

Длину фрезы L_{ϕ} (м) выбирают в зависимости от ее диаметра и рода разрабатываемого грунта из соотношения $L_{\phi}/D_{\phi} = 0,65 \div 0,9$. При этом короткие фрезы целесообразно использовать для разработки тяжелых грунтов.

Число ножей z_{ϕ} фрезы принимают равным 4—6 в зависимости от размеров фрезы, принятого соотношения L_{ϕ}/D_{ϕ} и угла ω_{ϕ} наклона ножа к оси фрезы. Наклон ножей принимается таким, при котором обеспечивается взаимное перекрытие их и скольжение липкого грунта по ножу к грунтоприемнику. Исходя из этого условия

$$z_{\phi} \geq \frac{[\pi D_{\phi}]}{L_{\phi}} \operatorname{ctg} \omega_{\phi},$$

причем угол ω_{ϕ} принимается в пределах угла $\omega_{\phi} = 42^{\circ} \div 45^{\circ}$.

Наиболее благоприятные условия для перемещения грунта по ножу к грунтоприемнику будут при наклоне ножей к оси фрезы (на развертке ее образующей поверхности) под углом $\omega_{\phi} = \pi/4 + \mu/2$. При этом относительная скорость перемещения частиц грунта вдоль оси фрезы достигнет максимального значения, т. е. создастся наиболее благоприятные условия для грунтозабора.

Однако при большом угле ω_{ϕ} сузится межножевое пространство, что у фрез небольшого диаметра может стать причиной залипания ножей липким грунтом. Кроме того, сложной оказывается поверхность перехода от ножей к ступице. В связи с этим угол ω_{ϕ} принимают меньше вычисленного по приведенной формуле, но не менее $45^{\circ} \div 50^{\circ}$. Дальнейшее, даже назначительное, уменьшение угла ω_{ϕ} существенно ухудшит условия перемещения грунта к грунтоприемнику, что вызовет необходимость снижения скорости $v_{п}$ рабочих перемещений и приведет к снижению производительности земснаряда по грунту.

Размеры фрезы, число ее ножей и угол ω_{ϕ} являются исходными величинами при проектировании разрыхлителя.

Профилирование поперечных сечений отвалов ножей, нормальных к оси фрезы, выполняют дугами окружности, по логарифмической спирали или по каким-либо другим лекальным линиям, сопрягающимся со ступицей и тыльной стороной смежного ножа. Наиболее простое построение сечений поверхностей отвалов выполняется дугами окружности (рис. 44). Для этого окружность образующей поверхности в данном сечении фрезы делят на z_{ϕ} равных частей.

Боковую поверхность фрезы делят на i равных частей сечениями I-I, II-II, III-III и т. п.

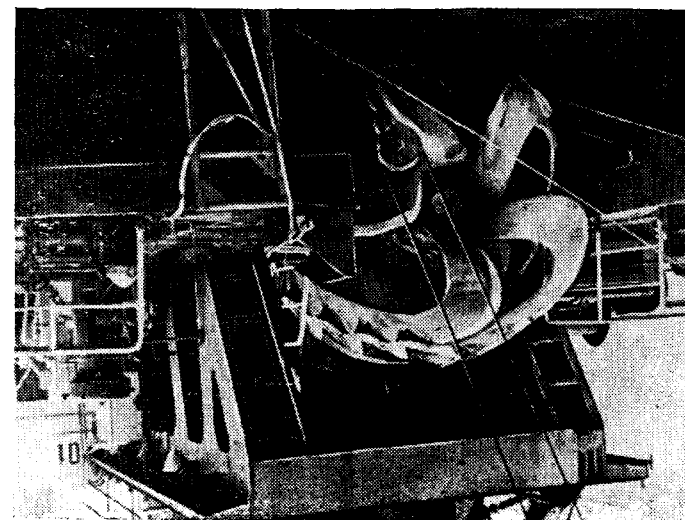


Рис. 42. Фреза земснаряда проекта 23-112

нять сечение по ступице (например, II-II). На нем из точки A проводят луч AO₁ под углом γ_п к радиусу OA. Угол γ_п не должен быть больше угла μ внешнего трения связного грунта.

По формуле

$$r_o = \frac{r_\phi^2 - r_c^2}{2(r_\phi \cos \gamma_{п} + r_c)}$$

находят радиус r_o сечения внутренней поверхности отвала, которым из точки O₁ проводят дугу окружности. В приведенной формуле r_φ и r_c — соответственно радиус фрезы и ступицы в данном сечении; γ_п — угол наклона передней поверхности отвала в точке A к окружности образующей поверхности фрезы.

Радиус r_o можно подобрать циркулем, имея в виду, что центр его дуги должен лежать на луче AO₁. Таким же образом из точки B — начала сечения второго ножа находят точку O₂ и проводят дугу радиусом r_o. На продолжении радиусов AO и BO откладывают отрезки Aa и Bb, длина которых определяется требованиями прочности и износостойкости режущих кромок ножей.

Из точек a и b проводят лучи bm₁ и bm₂ под углом α', значение которого может быть найдено по выражению

$$\alpha' = \arctg c / \sqrt{1 - c^2} + (5 \div 7^\circ) \approx 57c + (5 \div 7^\circ),$$

где c — кинематический параметр работы разрыхлителя, равный отношению скорости v_п перемещения к скорости v_o вращения фрезы.

Параллельно лучам am₁ и bm₂ проводят касательные к построенным дугам отвалов. Радиусом, равным расстоянию между этими касательными, из центров O'₁ и O'₂ намечают дуги задних поверхностей

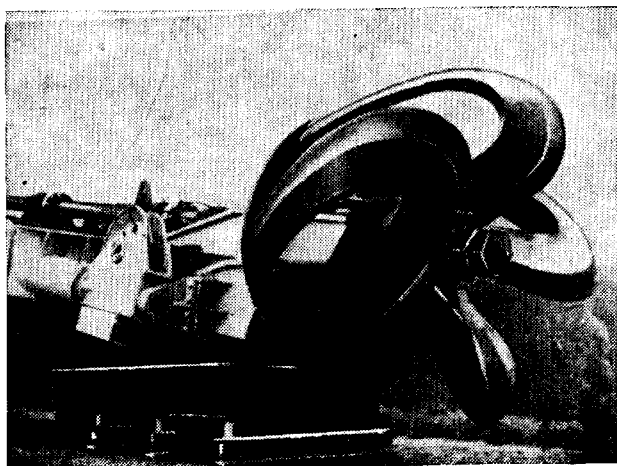


Рис. 43. Фреза закрытого типа

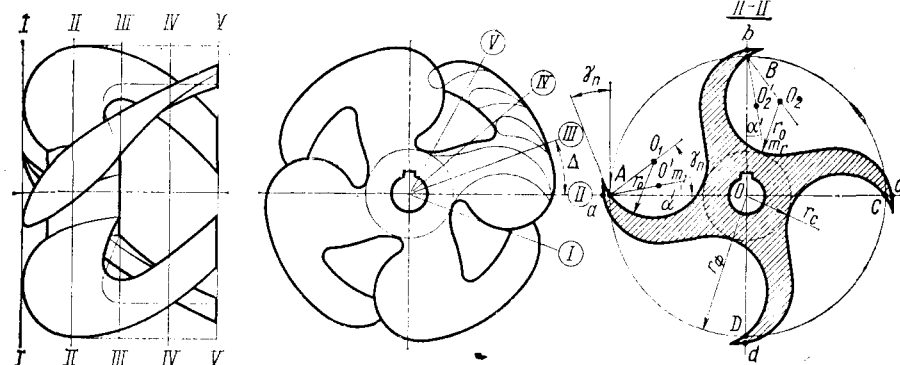


Рис. 44. Построение ножей фрезы

отвалов ножей. Аналогично получают профили других ножей в данном сечении фрезы.

Аналогично строят сечения III-III, IV-IV и т. д. при соответствующих им значениях радиусов фрезы и ступицы. Радиусы фрезы r_φ и ступицы r_c в соответствующих сечениях II-II, III-III определяют по боковому виду, на который наносят контуры ступицы и проекцию ножа, совмещенную с плоскостью чертежа. Начало построений других сечений, а следовательно, и сами сечения должны быть смещены на угол

$$\Delta = \frac{2\pi k_{п}}{z_{\phi} i},$$

где i — число промежутков между сечениями по длине фрезы; k_п = 1,1 ÷ 1,2 — коэффициент перекрытия ножей фрезы.

Полученные профили сечений I-I, II-II и т. д. выставляют вдоль оси фрезы на боковой проекции и совмещают на фронтальной проекции. Одноименные точки сечений с фронтальной проекции переносят на боковую проекцию и соединяют плавной кривой. В результате получают пространственную линейчатую поверхность, изображенную в двух проекциях. На каждом из полученных сечений соответствующими радиусами, снятыми с боковой поверхности, отсекают участки, принадлежащие ножам и ступице. Режущие кромки ножей заостряют со стороны передней и задней поверхностей ножей. Углы заострения соответственно равны γ_п и α'. Нережущие концы ножей притупляют.

Площадь и форму зева грунтоприемника определяют из условия размещения его внутри фрезы и обеспечения заданной скорости гидромеси на входе в грунтоприемник (см. рис. 40).

Площадь зева грунтоприемника рассчитывают по формуле

$$f_3 = (1,2 \div 1,25) \frac{\pi d_{вс}^2}{4},$$

где d_{вс} — диаметр всасывающего грунтопровода.

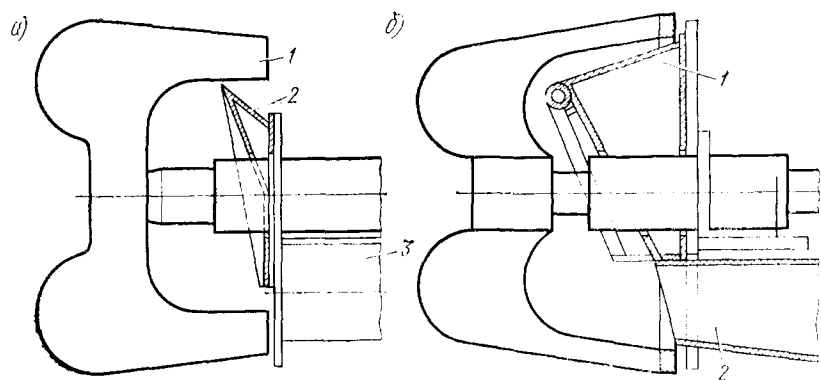


Рис. 45. Грунтозаборные устройства со струенаправляющими экранами

Известны грунтозаборные устройства со струенаправляющими экранами. Наличие экрана 2 внутри фрезы 1 (рис. 45, а) уменьшает свободное пространство над грунтоприемником. В результате увеличивается скорость и энергия потока воды вдоль ножей и создаются благоприятные условия для перемещения срезанных частиц грунта от торцов фрезы к грунтоприемнику 3. Экран, кроме того, ориентирует поток гидросмеси к зеву грунтоприемника и тем самым снижает гидравлические потери.

Применение экрана 1 в грунтозаборном устройстве дноуглубительного снаряда (рис. 45, б) интенсифицирует грунтозабор, исключает необходимость переуглублять грунтоприемник 2 для получения проектной глубины. При работе с экраном возможно повысить скорость рабочего перемещения земснаряда и снизить затраты времени на разработку углубляемой прорези.

§ 26. Расчет кинематических и технологических параметров процесса резания грунта фрезой

В процессе разработки грунта ножи фрезы участвуют в двух движениях; вращаются относительно оси фрезы и перемещаются вместе с земснарядом по разрабатываемой ленте. Вращение фрезы осуществляется в сторону режущих кромок ножей. Поэтому в зависимости от направления движения земснаряда ножи режут грунт снизу вверх (вподрез) или сверху вниз (внакат).

Уравнение движения точки режущей кромки фрезы (циклоиды) для случаев работы внакат (рис. 46, а) и вподрез (рис. 46, б) (верхний знак) можно записать в виде

$$x = r_{\phi} (c\varphi \pm \sin \varphi); \quad y = r_{\phi} (1 - \cos \varphi), \quad (23)$$

где x и y — соответственно абсцисса и ордината точки; φ — угол поворота точки ножа от вертикали.

Форма траектории движения ножен (циклоиды) определяется соотношением между скоростями рабочего перемещения и вращения фрезы. Очевидно, что расстояния между двумя смежными циклоидами представляют собой толщину δ срезаемой ножами стружки грунта, которая при вращении фрезы непрерывно изменяется от нуля в момент входа ножа в грунт до значения

$$\delta = \delta_z \sin \theta, \quad (24)$$

где δ_z — подача на нож, равная максимальной толщине стружки грунта,

$$\delta_z = \frac{v_{\Pi}}{n_{\phi} z_{\phi}}, \quad (25)$$

где n_{ϕ} — частота вращения фрезы, мин^{-1} ; θ — угол наклона касательной к траектории ножа в данной точке.

Из первой производной уравнения (23) найдем угол наклона касательной к траектории движения

$$\theta = \arctg \frac{\sin \varphi}{c \pm \cos \varphi}. \quad (26)$$

С использованием выражений (25) и (26) получим формулу для расчета толщины срезаемой стружки

$$\delta = \delta_z \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 + c^2 \pm 2c \cos \varphi}}. \quad (27)$$

Максимальное значение ее равно δ_z и соответствует углу

$$\varphi = \arccos (\mp c) > \pi/2,$$

зависящему от соотношения скоростей v_{Π} и v_0 .

Режим резания, всасывания и гидротранспорта грунта регулируется и поддерживается путем согласования значений скоростей v_{Π} и v_0 при заданной толщине снимаемого слоя грунта и принятой подаче.

Любому режиму работы снаряда соответствуют вполне определенные значения подачи насоса, концентрации и скорости потока гидросмеси

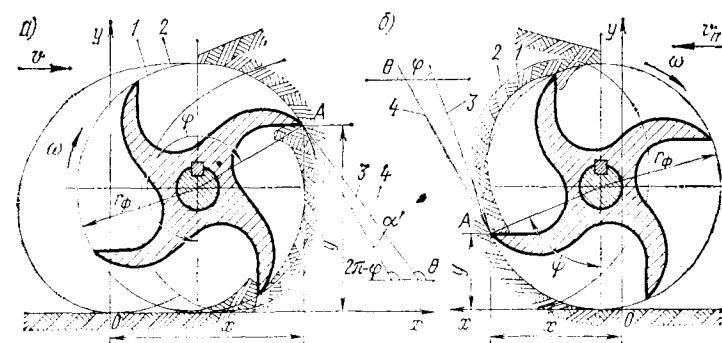


Рис. 46. Траектория движения ножа фрезы при резании грунта

в грунтотприемнике $v_{см}$. Для достижения максимальной производительности по грунту $Q_{гр}$, минимальной энергоемкости и себестоимости разработки грунта необходимо согласовать скорости $v_{п}$, v_0 и $v_{см}$.

Скорость потока гидросмеси $v_{см}$ при входе в грунтотприемник складывается из скорости поля всасывания, создаваемого насосной установкой, и скорости вынужденного потока, образуемого вращающимися ножами фрезы.

Чем выше окружная скорость v_0 вращения фрезы, тем меньше толщина δ стружки грунта, меньше гидравлическая крупность частиц и больше скорость осевого потока гидросмеси при входе в грунтотприемник. С увеличением v_0 улучшаются условия забора срезанных фрезой частиц грунта, повышается концентрация гидросмеси. Наиболее благоприятные условия для грунтозабора [90] соответствуют скорости вращения фрезы $v_0 = (0,8 \div 1,3) v_{см}$. В связи с этим, скорость вращения фрезы должна назначаться с учетом скорости гидросмеси на входе в грунтотприемник, зависящей от подачи насоса. Во избежание разбрасывания грунта центробежными силами инерции скорость v_0 при этом не следует принимать больше определенной по формуле

$$v_0 \leq 2\pi r_{\phi} n_{\phi} = \sqrt{gr_{\phi}}, \quad (28)$$

где g — ускорение свободного падения; n_{ϕ} — предельно допустимая частота вращения фрезы:

$$n_{\phi} = \sqrt{g/r_{\phi}}/2\pi \approx 1/(2\sqrt{r_{\phi}}). \quad (29)$$

Расчеты показывают, что даже у крупных земснарядов с фрезами диаметром 2—2,5 м скорость v_0 не превышает 3—3,5 м/с, которой соответствует частота вращения не более 30 мин⁻¹. Для небольших земснарядов частота вращения фрезы может быть принята более высокой, до 40—45 мин⁻¹. Однако при этом частота вращения ножей фрезы составляет всего лишь 2—2,3 м/с.

Скорость рабочего перемещения $v_{п}$ в сочетании с частотой вращения v_0 фрезы и ее геометрическими параметрами определяет условия резания и крупность срезаемых частиц связного грунта [см. формулу (25)], а также условия транспортирования их отвалами ножей к грунтотприемнику.

При разработке липких глин надежное скольжение срезанных частиц по ножу, установленному под углом $\omega_{\phi} = 45 \div 50^\circ$, обеспечивается при условии $v_{п} = (0,03 \div 0,07) v_0$. При разработке песчаных грунтов можно принять $v_{п} \leq 0,13 v_0$.

Скорость рабочего перемещения $v_{п}$ земснаряда определяет объем грунта, нарезаемого фрезой, в соответствии с зависимостью

$$Q_{гр} = v_{п} f_{л} = (h_c + \Delta h) l_{ст} v_{п}, \quad (30)$$

где $f_{л}$ — площадь сечения разрабатываемой ленты; h_c — толщина полезно-снимаемого слоя грунта; Δh — запас на неровность выработки дна; $l_{ст}$ — ширина разрабатываемой ленты, равная подаче земснаряда на свае или по канату носовой становой лебедки.

кость, проходящая по вершинам гребней грунта, образующихся после работы разрыхлителя, должна совпадать с проектным уровнем дна.

Количество грунта, взрыхляемого фрезой, будет больше того, который расположен над этой плоскостью. Объем его зависит от толщины полезно-снимаемого слоя h_c грунта, формы и размеров разрыхлителя, наклоненного к горизонту. В единицу времени фреза разрабатывает объем

$$Q_{\phi} = v_{п} (h_c l_{ст} + 0,25 l_{ст}^2 \sin 2\alpha_p), \quad (31)$$

где α_p — угол наклона вала разрыхлителя к горизонту.

Второе слагаемое в скобках характеризует площадь сечения слоя грунта, взрыхляемого фрезой ниже проектного дна.

При разработке песчаных (осыпающихся) грунтов дополнительно извлекается объем, средняя толщина слоя которого равна запасу на неровность выработки дна, т. е.

$$\Delta h = 0,25 l_{ст} \operatorname{tg} \varphi_y, \quad (32)$$

где φ_y — угол установившегося откоса грунта на ленте, принимаемый по данным [6, 11].

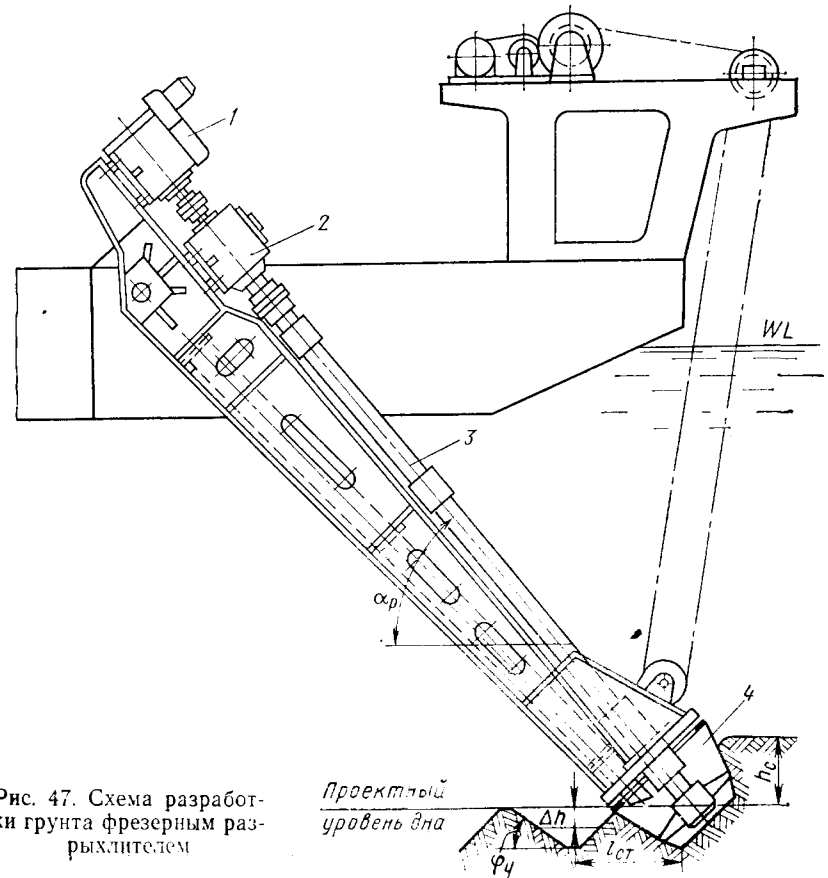


Рис. 47. Схема разработки грунта фрезерным разрыхлителем

Проектный
уровень дна

Для песчаных грунтов при $\varphi_{\gamma} = 22^{\circ}$ запас на неровность выработки дна $\Delta h = 0,1 l_{\text{ст}}$.

Откосы связного грунта не осыпаются и соответствуют форме образующей поверхности фрезы. В связи с этим для связного грунта запас на неровность выработки дна

$$\Delta h = 0,25 l_{\text{ст}} \sin 2 \alpha_p. \quad (33)$$

Вследствие просора части взрыхленного фрезой грунта запас на неровность выработки дна оказывается меньше. Просоренный грунт выпадает на дно впадин разработанных лент. Важно, чтобы слой просоренного грунта не превышал запас на неровность выработки дна. В противном случае для обеспечения гарантированной глубины судового хода потребуется увеличить глубину опускания рамы, чтобы дополнительно заглубить грунтоприемник в грунт.

Подачу $l_{\text{ст}}$ определяют в зависимости от рода разрабатываемого грунта, толщины снимаемого слоя h_c и глубины опускания рамы, добиваясь наиболее благоприятных условий резания и грунтозабора. На практике стремятся принять ее возможно большей с целью снижения скорости рабочего перемещения и частоты переходов с одной ленты на другую.

В процессе дноуглубления заданный режим работы грунтонасосной установки при изменении толщины снимаемого слоя грунта поддерживается путем согласования скорости рабочего перемещения снаряда и частоты вращения фрезы.

§ 27. Усилия резания грунта фрезой

Значение и направление действия усилия резания зависит: от физико-механических свойств грунта, ширины и толщины срезаемой стружки, которая в свою очередь определяется характером движения ножа, формой и геометрическими размерами его режущей кромки.

При резании грунта ножи фрезы, вращающиеся со скоростью v_0 и одновременно перемещающиеся со скоростью v_n , срезают стружку, толщина которой по длине винтовых ножей оказывается различной [см. формулу (27)]. Различным будет и положение отдельных участков винтового ножа по отношению к поверхности среза грунта, определяемое углом φ (рис. 48).

На элементарный участок dl_n ножа (рис. 49) действует сила реакции dR , значение и направление которой определяются соотношением между составляющими dR_n и dR_z . Силы dR_n и dR_z оказывают влияние на переднюю и заднюю поверхности данного участка ножа и, в свою очередь, определяются соотношением между силами деформации грунта сдвигу и смятию.

Сила $d\bar{R}$ может быть разложена на составляющие $d\bar{P}$ и $d\bar{N}$, действующие соответственно по касательной и нормали к траектории движения ножа в данной точке.

Для элементарного участка ножа согласно рис. 49 можно записать

$$d\bar{R} = d\bar{P} + d\bar{N}.$$

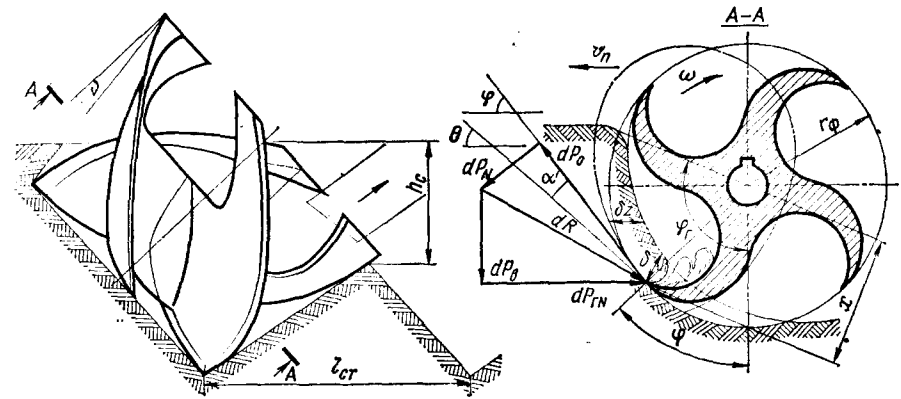


Рис. 48. Схема сил, действующих на нож фрезы

Значения dP и dN в соответствии с исследованиями [45, 46, 70] могут быть вычислены по формулам:

$$dP = (k'_4 \delta + k'_5 t_n) dl_n;$$

$$dN = [k'_4 \delta \operatorname{ctg} (\gamma_n + \mu) - k'_5 t_n \operatorname{ctg} (\gamma_3 + \mu)] dl_n,$$

где k'_4 и k'_5 — приведенное удельное сопротивление грунта соответственно сдвигу и смятию

$$k'_4 = k_4 \frac{\cos \rho}{\cos^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right)}; \quad k'_5 = k_5 \frac{\sin (\gamma_3 + \mu)}{\cos \mu}, \quad (34)$$

где k_4 , k_5 — удельное сопротивление грунта соответственно сдвигу и смятию (табл. 4) [70]; ρ , μ — соответственно угол внутреннего и внешнего трения грунта (табл. 5) [70]; γ_n — передний угол резания, принимаемый в расчетах $\gamma_n = \gamma_p = \frac{\pi}{2} - \mu$; γ_3 — угол наклона площадки износа задней поверхности ножа к траектории его движения ($\gamma_3 = 17 \div 25^{\circ}$); δ — толщина срезаемой стружки грунта в данной точке ножа; t_n — толщина снимаемого ножом слоя грунта, равная толщине затупленной режущей кромки ножа; dl_n — длина элементарного участка режущей кромки ножа.

Из условия равновесия системы в переносном движении ножа векторы сил $d\bar{R}$ можно представить суммой их составляющих $d\bar{R} = d\bar{P}_B + d\bar{P}_{TN}$, действующих по нормали к оси фрезы (см. рис. 48). Сила dP_B действует в вертикальной плоскости, а сила dP_{TN} — в плоскости, нормальной к ДП зем-

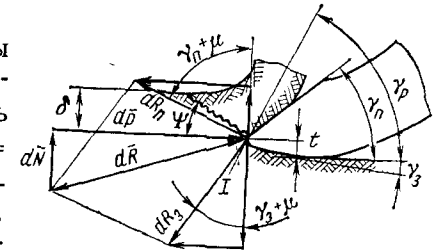


Рис. 49. Схема сил резания грунта затупленным ножом

Таблица 4

Грунт	Удельное сопротивление грунта, кН/м ²	
	сдвигу (k_s)	смятию (k_b)
Песок, супесь, суглинок легкий (категория I—IV)	100—30	50—300
Суглинок средний, гравий мелкий и средний, глина легкая влажная или разрыхленная (категория V)	30—60	350—700
Суглинок тяжелый, глина средняя, тяжелая (влажная или разрыхленная) (категория VI)	55—130	750—1050
Суглинок тяжелый со щебнем или галькой, глина тяжелая с валунами	130—250	1100—1350

Таблица 5

Грунт	Угол трения, град		
	внутреннего ρ	внешнего μ	
		без залипания	с залипанием
Песок:			
среднезернистый	35—40		
крупнозернистый и гравелистый	38—43	18—19	
Суглинок:			
твердый	25		
твёрдопластичный	21	22—27	33—35
текучепластичный	13		
Глина:			
твердая	22		
твёрдопластичная	18	29—33	37—42
текучепластичная	8		

снаряда. С другой стороны, из условия равновесия сил в относительном движении ножей (вращение вокруг оси фрезы) $d\bar{R} = d\bar{P}_0 + d\bar{P}_N$. Вектор $d\bar{P}_0$ действует по касательной к окружности фрезы в данной точке, а вектор $d\bar{P}_N$ по нормали к касательной.

Для элементарных участков ножей имеем:

$$\left. \begin{aligned} dP_b &= dP \sin \theta + dN \cos \theta; dP_{rN} = dP \cos \theta - dN \sin \theta; \\ dP_0 &= dP \cos \alpha + dN \sin \alpha; dP_N = dP \sin \alpha - dN \cos \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

где θ — угол наклона касательной к траектории ножа в данной точке;
 α — угол между касательными к траектории ножа и окружности фрезы в данной точке.

Величины dP , dN , θ и α являются функциями угла φ поворота участка dl_n ножа от вертикали. Точное решение функций (35) приводит к весьма громоздким аналитическим выражениям, неудобным для практических расчетов.

При значениях $c < 0,1$ и $\varphi > \pi/2$, обычно имеющих место на практике, с достаточной для практических расчетов точностью можно принять

$$\sin \alpha = \pm c \sin \varphi; \cos \alpha \approx 1;$$

$$\sin \theta = \sin \varphi; \cos \theta = c \pm \cos \varphi.$$

После подстановки этих функций в уравнения (35) и интегрирования получим формулы для расчета окружного усилия P_0 , горизонтальной P_{rN} и вертикальной P_b составляющих силы резания R .

$$P_0 = k'_4 cl_n r_\phi (1 - \cos \varphi_r) + k'_5 t_n \frac{l_n z_\phi}{2\pi} [\varphi_r - c(1 - \cos \varphi_r) \operatorname{ctg}(\gamma_3 + \mu)]. \quad (36)$$

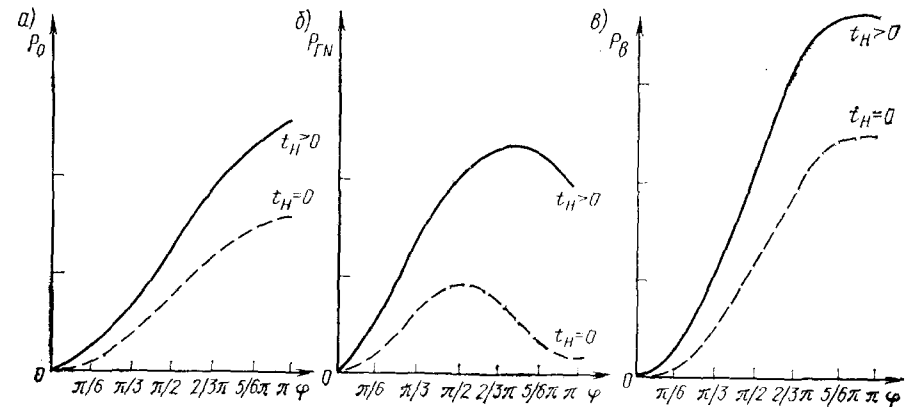
где l_n — длина ножа фрезы; φ_r — угол контакта фрезы с грунтом.

Окружное усилие P_0 принимает наибольшее значение при полном погружении фрезы в грунт, т. е. когда $\varphi_r = \pi$. Зависимость усилия P_0 от заглубления фрезы в грунт и затупления (t_n) режущих кромок ножей показана на рис. 50, а.

Горизонтальная составляющая реакции грунта, действующая на режущие ножи фрезы

$$P_{rN} = k'_4 cl_n r_\phi [c(1 - \cos \varphi_r) + 0,5 \sin^2 \varphi_r] + k'_5 t_n \frac{l_n z_\phi}{2\pi} [c\varphi_r + \sin \varphi_r + (1 - \cos \varphi_r) \operatorname{ctg}(\gamma_3 + \mu)]. \quad (37)$$

Максимальное усилие P_{rN} при острых ножах фрезы ($t_n = 0$) имеет место при углах контакта фрезы с грунтом $\varphi_r = \arccos(\mp c)$.

Рис. 50. Графики зависимостей $P_0 = f(\varphi)$, $P_{rN} = f(\varphi)$ и $P_b = f(\varphi)$

Затупление ножей смещает максимум P_{rN} в сторону больших углов φ_r (рис. 50, б).

Составляющая P_B реакции грунта, действующая в вертикальной плоскости,

$$P_B = k'_4 c l_n r_\phi (0,5\varphi_r - 0,25 \sin 2\varphi_r) + k'_6 t_n \frac{l_n z_\phi}{2\pi} [(1 - \cos \varphi_r) - (c\varphi \pm \pm \sin \varphi) \operatorname{ctg}(\gamma_a + \mu)]. \quad (38)$$

Усилие P_B достигает наибольшего значения при полном погружении фрезы в грунт, когда $\varphi_r = \pi$ (рис. 50, в).

Результирующая нагрузка на фрезу $R = \sqrt{P_{rN}^2 + P_B^2}$ направлена под углом γ_R к горизонту

$$\gamma_R = \arctg \frac{P_B}{P_{rN}}$$

Сила R на плече x создает момент сопротивления вращению фрезы. Этот момент преодолевается движущим моментом $M_\phi = P_\phi r_\phi$, создаваемым приводом фрезы. Силы P_0 , P_{rN} , P_B и R являются исходными величинами при определении мощности привода разрыхлителя, тягового усилия папильонажных лебедок, нагрузки на сваю и на рамоподъемное устройство.

§ 28. Привод фрезерного разрыхлителя

Мощность привода фрезерного разрыхлителя рассчитывают по формуле

$$N_p = P_0 v_0 \eta_p^{-1} = M_\phi \omega_0 \eta_p^{-1}, \quad (39)$$

где ω_0 — угловая скорость вращения ножей фрезы; η_p — механический к.п.д. привода.

Эта мощность должна быть достаточна для реализации всех расчетных технологических режимов при разработке грунтов. Поэтому ее следует определять для ряда соотношений технологических параметров. Определение наибольшего значения N_p является одной из задач проектирования привода фрезерного разрыхлителя. В свою очередь, при эксплуатации важно знать, как нужно воздействовать на органы управления земснарядом, чтобы обеспечить наиболее эффективное использование мощности привода разрыхлителя для достижения наивысшей производительности. По этой причине оказывается целесообразным мощность привода определять непосредственно по производительности $Q_{гр}$ земснаряда [6].

В зависимости от технологических параметров работы снаряда для определения мощности привода разрыхлителя можно воспользоваться

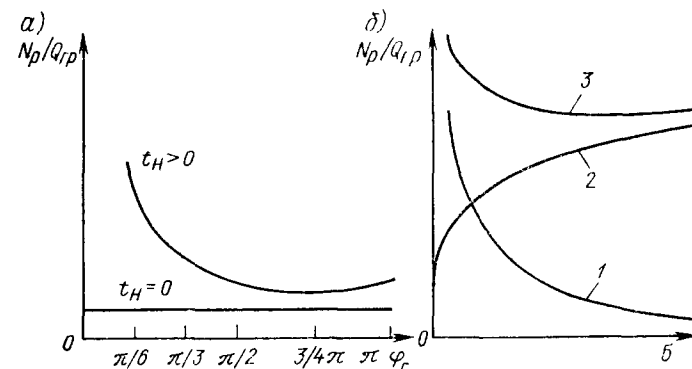


Рис. 51. Графики зависимостей $N_p/Q_r = f(\varphi_r)$ и $N_p/Q_r = f(\delta)$

ся выражением, характеризующим удельную энергоёмкость резания грунта (кДж/м³),

$$\frac{N_p}{Q_{гр}} = \left[k'_4 + k'_6 \frac{l_n}{\delta_z} \frac{\varphi_r}{(1 - \cos \varphi_r)} \right] \frac{1}{\eta_p \cos \omega_\phi}. \quad (40)$$

Касаясь выбора параметров режимов работы разрыхлителя, заметим, что функция $N_p/Q_{гр}$ экстремальна относительно угла φ_r . Минимум ее соответствует $\varphi_r \approx 0,75 \pi$ и заглублению фрезы в грунт примерно на 3/4 ее диаметра (рис. 51, а).

Величина $N_p/Q_{гр}$ монотонно уменьшается при увеличении толщины срезаемой стружки грунта и линейно возрастает по мере затупления ножей фрезы. Таким образом, эффективность использования мощности привода разрыхлителя увеличивается по мере утолщения срезаемой стружки грунта (кривая 1 на рис. 51, б). Следует, однако, иметь в виду, что увеличение δ при разработке связного грунта может привести к снижению гидротранспортирующей способности грунтонасосной установки и, как следствие, к снижению производительности земснаряда и увеличению удельных затрат энергии на транспортирование грунта по грунтопроводу (кривая 2 на рис. 51, б).

Кривая 3 на рис. 51, б соответствует сумме энергоёмкостей резания и транспортирования грунта. Очевидно, что величина δ_z , соответствующая минимуму затрат энергии на кубометр разрабатываемого грунта, является оптимальной. Оптимальным при этом будет и соотношение v_n и n_ϕ , определенное из формулы (25).

Песчаные и илистые грунты, гидравлическая крупность которых определяется их гранулометрическим составом, а не режимом резания, целесообразно разрабатывать при относительно высоких значениях параметра $c = v_n/v_0$.

Наиболее благоприятный режим разработки грунта поддерживается путем изменения скорости рабочего перемещения и частоты враще-

ния фрезы. Характер изменения нагрузки на привод при этом может быть определен по формулам:

мощности разрыхлителя

$$N_p = (k'_4 v_n + 0,25k'_5 t_n z_{\phi} \omega_0) \frac{f_L}{\eta_p \cos \omega_{\phi}}; \quad (41)$$

крутящего момента на валу фрезы

$$M_{\phi} = \frac{N_p}{\omega_0} = \left(k'_4 \frac{v_n}{\omega_0} + 0,25k'_5 t_n z_{\phi} \right) \frac{f_L}{\eta_p \cos \omega_{\phi}}. \quad (42)$$

Из формул следует, что в случае перегрузки привода фрезы следует снижать скорость рабочего перемещения без изменения частоты вращения фрезы. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании электроприводов, систем автоматизации и в процессе эксплуатации снаряда.

Привод фрезерного разрыхлителя состоит из вала 3, вращающего фрезу 4, редуктора 2 и приводного двигателя 1 (см. рис. 47). Привод разрыхлителя обычно устанавливают на раме грунтозаборного устройства земснаряда (рис. 52, а). У некоторых земснарядов он установлен на палубе. В этом случае для передачи мощности от двигателя к валу разрыхлителя, изменяющему свое положение в вертикальной плоскости при изменении глубины опускания рамы, требуется дополнительно устанавливать промежуточную карданную или коническую зубчатую передачу. Такой привод конструктивно сложнее, а к. п. д. его ниже.

Положение привода на раме грунтозаборного устройства зависит от типа приводного двигателя. Электрический привод обычно устанавливают в верхней части рамы так, что он оказывается над водой даже при максимальных углах наклона. При таком расположении привода вал разрыхлителя получается длинным. Из-за недостаточной жесткости рамы и большого числа подшипников к. п. д. электроприводов разрыхлителей оказывается довольно низким (60—65%).

Гидравлические приводы располагают чаще под водой на нижнем конце рамы, вблизи фрезы (рис. 52, б). При подводном расположении привода резко сокращается длина и масса вала фрезы, значительно облегчается конструкция привода в целом. За счет уменьшения числа подшипников снижаются потери на трение, повышается к. п. д. передачи.

Количество передач в редукторе разрыхлительного привода зависит от принятой частоты вращения вала двигателя и фрезы. В приводах разрыхлителей наибольшее распространение получили цилиндрические и соосные редукторы. При двухдвигательном приводе используют цилиндрические редукторы с двумя входными (быстроходными) валами, возможно применение редукторов с коническим дифференциалом. Червячные редукторы имеют сравнительно низкий к. п. д. и потому не могут быть рекомендованы в мощных приводах разрыхлителей.

Вал фрезы обычно изготавливают из нескольких частей, соединенных муфтами. Для уменьшения потерь на трение конструкция муфт должна позволять компенсацию излома и несоосность валов.

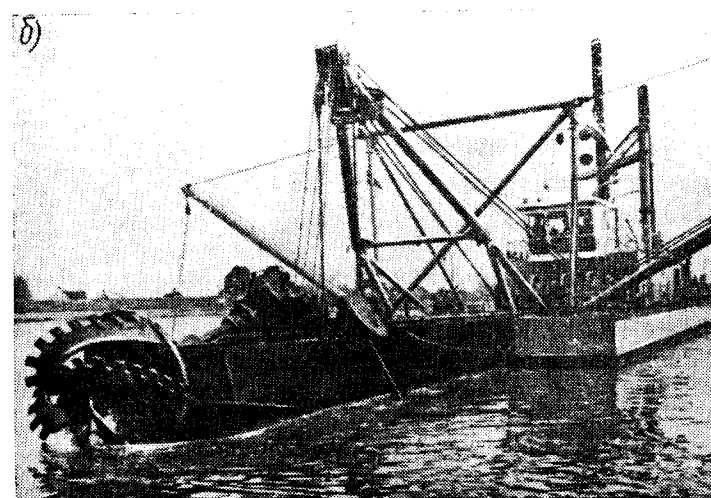
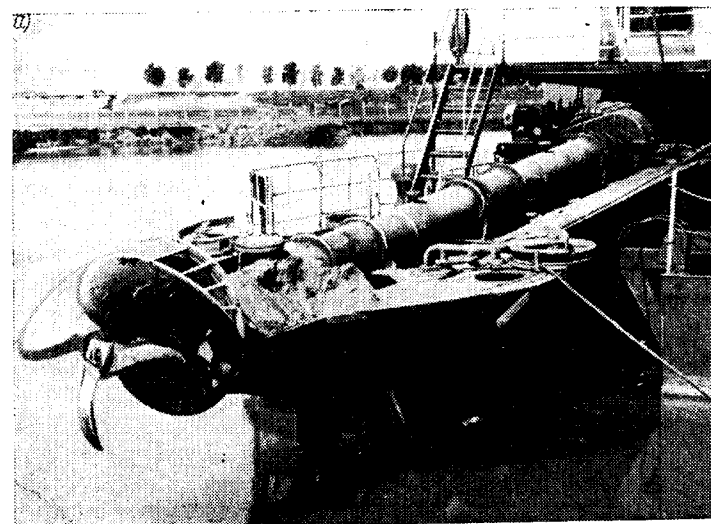


Рис. 52. Фрезерные разрыхлители:

а — земснаряда проекта 200-50Р с электроприводом; б — голландского земснаряда с гидроприводом

Подшипники вала фрезы при наклоненной раме находятся под водой. В связи с тем что практически невозможно обеспечить полную герметизацию подшипников, в целях охраны окружающей среды их целесообразно смазывать не маслом, а водой, подаваемой под давлением по специальному трубопроводу. В условиях водяной смазки наиболее подходящим материалом для вкладышей является текстолит, лигнофоль,

пластифицированная резина и древесина, пропитанная специальными смолами.

Нижний подшипник располагают на раме по возможности ближе к ступице фрезы для уменьшения длины консольной части вала и разгрузки его от изгибающих усилий. Этот подшипник работает в абразивной среде, в зоне потока гидросмеси. Поэтому целесообразно использовать в нем резино-металлические втулки, смазывающиеся водой под давлением, которая одновременно препятствует попаданию грунта на трущиеся поверхности.

Один из подшипников вала должен быть упорным, воспринимающим осевые усилия резания грунта и подачи, создаваемых разрыхлителем, свайным аппаратом или оперативными лебедками.

Вал и муфты разрыхлителя рассчитывают на передачу крутящего момента M_{yc} , который определяют исходя из условия ударного стопорения привода при упоре фрезы в жесткое препятствие

$$M_{yc} = M_{дв} u_p \eta_p + \frac{J_{дв} \omega_{дв}^2 + (J_{ф} + J_{в}) \omega_0^2}{2\varphi_{в}} \eta_{в}, \quad (43)$$

где $M_{дв}$ — максимальный крутящий момент двигателя; u_p — передаточное число редуктора; $\eta_p, \eta_{в}$ — к. п. д. привода разрыхлителя и валопровода фрезы; $J_{дв}$ — суммарный момент инерции якоря (ротора) двигателя, тормозного шкива, муфты и редуктора, приведенный к валу двигателя; $\omega_{дв}$ — угловая скорость вращения якоря двигателя; $J_{ф}, J_{в}$ — моменты инерции фрезы и ее валопровода; $\varphi_{в}$ — угол скручивания валопровода фрезы при ударе.

Угол $\varphi_{в}$ скручивания валопровода не должен превышать значения (без учета упругости муфт) $\varphi_{в} \leq [\varphi_{в}] l_{в}$, где $[\varphi_{в}]$ — допускаемый относительный угол закручивания вала, принимаемый [94] в расчетах 0,005—0,020 рад/м; $l_{в}$ — длина валопровода привода фрезы.

Привод разрыхлителя работает в продолжительном режиме при переменной нагрузке. Причиной значительной неравномерности нагрузок является непрерывное изменение толщины слоя и свойств грунта, наличие твердых включений в грунте, отсутствие перекрытия ножей при наклонном положении вала.

В связи с функциональным назначением и условиями эксплуатации привод должен обеспечивать: плавный пуск при достаточном пусковом моменте; стабилизацию заданной частоты вращения в пределах допустимых нагрузок; ограничение момента и потребляемого тока кратковременно допустимым значением тока стоянки $I_{ст} = (1,5 \div 1,7) I_{н}$; крутопадающую механическую характеристику; быстроедействие системы управления; дистанционное управление из рубки и отключение цепи управления непосредственно у механизма. Реверсирование двигателя и защиту от перегрузок.

Для привода разрыхлителей наиболее часто применяют электропривод с одно-, двух и трехскоростными двигателями переменного тока.

§ 29. Роторно-ковшовые разрыхлители

Роторно-ковшовые разрыхлители работают по принципу роторного экскаватора с загрузкой грунта в бункер или подачей его ко всасывающему трубопроводу грунтонасосной установки. Смысл применения роторно-ковшовых разрыхлителей сводится к тому, чтобы обеспечить принудительное, равномерное и устойчивое поступление грунта в грунтоприемник.

Известно несколько разновидностей роторно-ковшовых разрыхлителей: одно- и двухроторные, с бункером и без бункера. Ротор может приводиться во вращение цепной, конической или червячной передачей. Вращающийся ротор 4 (рис. 53) несет на себе ковши 1, которые заполняют грунтом в процессе рабочего перемещения со скоростью $u_{п}$. С внутренней стороны ковши открыты. Попадавший в них грунт удерживается стенкой цилиндрического приемного бункера 3 до тех пор, пока ковши не окажутся в опрокинутом состоянии. В верхней части бункера имеется вырез, через который грунт из опрокинутых ковшей выгружается и попадает в нижнюю часть бункера, сообщающуюся с всасывающим грунтоприемником 2. Таким образом непрерывно попадает в грунтоприемник гидросмесь, которая всасывается и транспортируется по трубопроводам грунтонасосной установкой.

В безбункерном разрыхлителе срезанный ковшами грунт поступает в воду, в зону всасывания грунтоприемника, установленного снизу между двумя вращающимися роторами (рис. 54).

По сравнению с фрезерным разрыхлителем роторно-ковшовое грунтозаборное устройство значительно сложнее, менее надежно, более громоздко, подвержено залипанию липким грунтом.

Например, для земснаряда проекта 350-50Т производительностью 350 м³/ч, двухроторное грунтозаборное устройство с шестью литыми ковшами в каждом роторе имеет диаметр 3600 мм, ширину 3400 мм и массу 28 т. Мощность его привода при частоте вращения ротора 8,4 мин⁻¹ составляет 200 кВт [16].

В связи с отмеченными недостатками различные модификации роторно-ковшовых разрыхлителей не получили столь широкого распространения, как фрезерные разрыхлители.

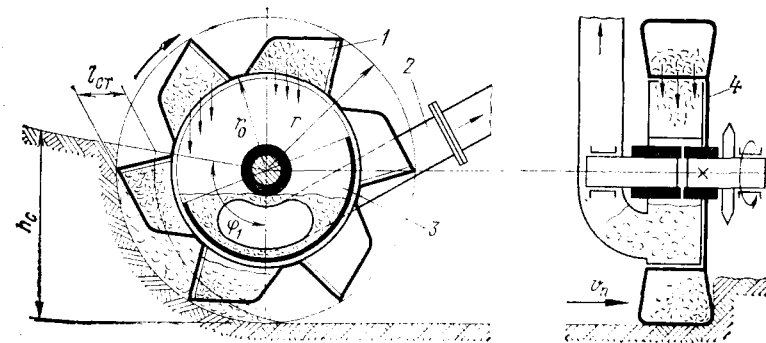


Рис. 53. Схема роторного разрыхлителя

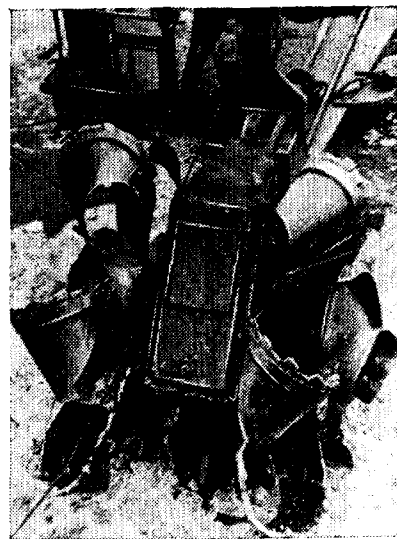


Рис. 54. Безбункерный роторный разрыхлитель

Наиболее перспективной областью применения роторных грунтозаборных устройств считают разработку незалипающих гравийно-песчаных грунтов [13, 16]. Создание легкоопоражнивающихся двухроторных разрыхлителей с бункером повысит эффективность разработки и связных грунтов.

Анализ работы роторно-ковшового разрыхлителя показывает, что ковши его вращаются вокруг горизонтальной оси, нормальной к оси рамы, и перемещаются вместе с земснарядом. Их движение в процессе резания грунта аналогично движению черпаковой цепи многочерпакового земснаряда.

Очевидно, характеристики их могут быть рассчитаны по одним и тем же зависимостям. При расчетах характеристик разрыхлителя подача $l_{ст}$ (ширина разрабатываемой ленты) может быть определена в зависимости от его размеров и толщины снимаемого слоя грунта h_c по формуле

$$l_{ст} = \sqrt{r^2 - r_0^2 \cos^2 \varphi_1} - r_0 \sin \varphi_1, \quad (44)$$

где r — радиус вращения режущих кромок ковшей ротора; r_0 — радиус ротора; φ_1 — угол поворота ковша от вертикали в момент выхода его из грунта (см. рис. 53).

Максимально допустимая величина подачи для значений $h_c > r$ не должна превышать величину $(r - r_0)$, равную режущему вылету ковшей. Производительность разрыхлителя

$$Q_{гр} = v_n h_c l_{ст}. \quad (45)$$

Фактическая же производительность земснаряда определяется гидротранспортной способностью грунтонасосной установки. Значение $Q_{гр}$ зависит от гидравлической крупности срезанных частиц грунта, характеризующей возможности грунтозабора и гидротранспорта.

В свою очередь, гидравлическая крупность частиц связного грунта будет зависеть от подачи δ_z на ковш (ширины срезаемой стружки грунта). Величина δ_z может быть вычислена в зависимости от частоты вращения ротора n_p , числа ковшей z_p и скорости перемещения v_n по формуле $\delta_z = v_n / n_p z_p$.

Число ковшей рекомендуется [16] принимать в зависимости от диаметра ротора D_p . При $D_p = 2 \div 9$ м z_p обычно составляет 4—8.

По условиям гидротранспорта кусков связного грунта целесообразно уменьшать величину δ_z . Этим достигается снижение удельных

затрат энергии на транспортирование грунта. Однако уменьшение ширины срезаемой стружки при разработке связных грунтов ведет к возрастанию энергоемкости резания, особенно при затупленных режущих кромках ковшей ротора. Чтобы кускового грунта было меньше, сечение стружки, снимаемой ковшом, можно расчленять на части, устанавливая зубья на его режущей кромке.

Минимальные затраты энергии на резание соответствуют отношению ширины среза δ_z к глубине резания (толщине стружки δ) $1/(2 \div 4)$. Таким образом, для роторного грунтоприемника соотношение рабочих скоростей должно быть таким, чтобы расчетная толщина δ срезаемой стружки грунта была в 2—4 раза больше ширины δ_z . Это соотношение одновременно определяет ширину и режущий вылет ковшей. Во всяком случае, при разработке связных и кусковых грунтов ширина срезаемой стружки не должна превышать проходных размеров колосниковой решетки грунтоприемника и межлопастного пространства рабочего колеса грунтового насоса.

При разработке песчано-гравелистых грунтов можно воспользоваться рекомендацией [13], приняв $\delta_z = 0,2 \div 0,3$ м, $\delta = (2 \div 4) \delta_z$.

Частота вращения ротора n_p и число опоражниваний n_z могут быть рассчитаны по формулам:

$$n_p = \frac{Q_{гр}}{h_c l_{ст} \delta_z z_p}; \quad n_z = n_p z_p.$$

Мощность привода роторно-ковшового разрыхлителя можно определить по формуле

$$N_p = \left[k'_4 + k'_5 t_3 \left(\frac{n_p z_p}{v_n} + \frac{\pi}{2(r - r_0)} \right) \right] Q_{гр} \eta_p^{-1}, \quad (46)$$

где k'_4 , k'_5 — приведенные удельные сопротивления грунта сдвигу и смятию при резании [см. формулы (34)]; t_3 — затупление режущих кромок ковшей ротора.

§ 30. Всасывающие грунтопроводы

Всасывающий грунтопровод служит для подвода смеси к грунтовому насосу. Он включает в себя в общем случае подвижную часть — сосун, неподвижную корпусную часть и гибкое соединение.

Сосун атакующего типа обычно располагается в нижней части рамы, конструкция которой зависит от типа разрыхлителя и глубины извлечения грунта. Он относится к изнашиваемым деталям, поэтому крепится к раме разъемными соединениями, обычно хомутами. Реже сосун включают как несущий элемент в работу рамы на общий изгиб. Замена его в этом случае становится возможной лишь вместе с рамой. Нижним концом сосун соединяется с грунтоприемником, верхним — с корпусной частью посредством гибкого соединения. Конструкция гибкого соединения должна обеспечивать герметичность и малые потери напора при движении смеси.

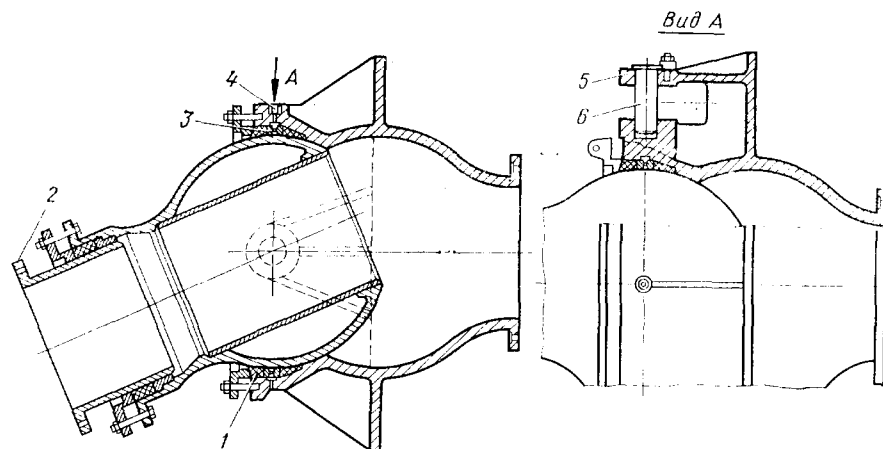


Рис. 55. Гибкое соединение сосуна землесосов типа «Сормовский-1»

В качестве гибких соединений сосунов атакующего типа с корпусной частью всасывающего грунтопровода долгое время использовались металлические шаровые шарниры, допускающие угол поворота сосуна в вертикальной плоскости до 45° .

Герметичность конструкции гибкого соединения землесоса типа «Сормовский — 1» (рис. 55) обеспечивается регулируемым уплотнением с мягкой набивкой 1 и специальным кольцом 3, в которое через штуцер 4 под давлением нагнетается вода.

Снижение потерь напора достигается тем, что при максимальном угле наклона сосуна 45° и максимальной глубине извлечения грунта, когда увеличение потерь напора особенно нежелательно, угол излома оси шарнира составляет лишь $22^\circ 30'$ вследствие установки между сосуном и патрубком 2 специального отвода.

Для нормальной работы подобных гибких соединений необходимо, чтобы ось поворота рамы проходила через центр шарового соединения. С этой целью цапфы рамы или подшипники оси выполняют в одной отливке с неподвижной частью шарового шарнира. В конструкции, показанной на рис. 55, для этой цели предусмотрены кронштейны 5, в которые вставляют пальцы 6 для подвеса верхнего конца сосуновой рамы.

Недостатками таких соединений являются сложность, высокие металлоемкость и стоимость. Они требуют также периодической регулировки уплотнения и смены набивки, что весьма трудоемко из-за неудобства расположения. При отсутствии контроля за уплотнением нарушается его герметичность, во всасывающий грунтопровод начинает поступать воздух, отчего может существенно снижаться подача грунтового насоса по смеси и производительность землесоса по грунту.

Вследствие отмеченных недостатков шаровых шарниров за рубежом, а в последние годы и в СССР стали отдавать предпочтение гибким резиновым рукавам. Такие соединения создают меньшие потери

напора при движении смеси, легче, дешевле и герметичны до сквозного износа. Срок их службы обычно меньше по сравнению с шаровыми шарнирами, однако достаточно большой. Он обычно составляет 6—7 лет.

Гибкие резиновые рукава весьма разнообразны. На отечественных землесосах применяют обычно армированные рукава с гладкой внутренней поверхностью, снабженные по концам эластичными манжетами, при помощи которых их закрепляют на соединяемых трубах. На концах этих труб приваривают несколько колец из пруткового проката, манжеты между которыми обжимают хомутами (рис. 56).

Для того чтобы резиновый рукав не получил излома, он должен иметь длину не менее пяти диаметров, а ось подвеса рамы должна располагаться примерно на середине длины рукава. Для уменьшения максимальных углов изгиба рукава соединение проектируют так, что оси соединяемых труб или присоединительных патрубков совпадают при некотором угле наклона рамы вниз. Обычно этот угол принимается несколько меньше половины максимального угла наклона рамы. Гибкое соединение располагают над водой для возможности ремонта и замены.

Конструкция и длина корпусного всасывающего грунтопривода зависят от места и высоты установки грунтового насоса. При размещении грунтового насоса в трюме (рис. 57, а) его ось оказывается ниже

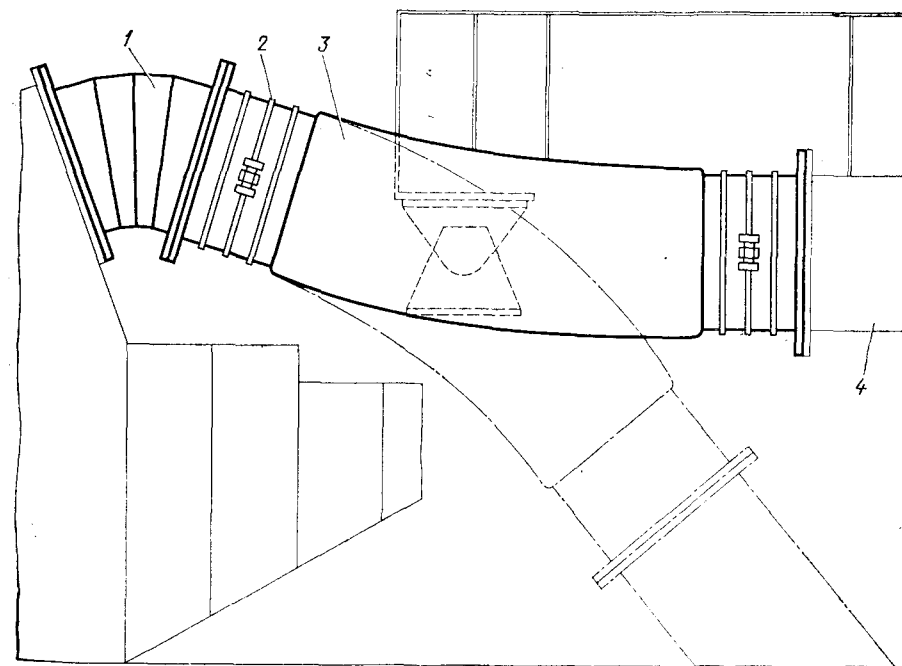


Рис. 56. Гибкое соединение сосуна резиноканевым рукавом:

1 — корпусный грунтопривод; 2 — хомут; 3 — резиновый армированный рукав; 4 — сосун

оси трубопровода в районе соединения. Поэтому корпусная часть всасывающего трубопровода обычно состоит из криволинейного начального участка 1 и последующего горизонтального, который заканчивается сальниковым компенсатором 2. Иногда компенсатор предусматривается в конструкции всасывающего патрубка грунтового насоса. Наличие подъема трубопровода в районе выхода его из корпуса позволяет обеспечить пуск насоса путем предварительной заливки, поскольку уровень воды, при котором она начинает переливаться в сосун при заполнении насоса в процессе заливки, оказывается достаточно высоким, чтобы этот пуск мог произойти. На речных землесосах из-за ограниченной осадки ось насоса обычно располагается на уровне или несколько выше ватерлинии, т. е. значение H_y у них положительно. Для обеспечения бескавитационной работы грунтового насоса желательно насос располагать как можно ниже по отношению к уровню воды в водоеме, потому у морских землесосов значение H_y принимают отрицательным. В этом случае открытие люков на всасывающем трубопроводе и насосе следует осуществлять только при поднятом над уровнем воды трубоприемнике, иначе заборная вода может самопроизвольно поступать в корпус землесоса.

Погружение оси насоса по отношению к верхней точке всасывающего трубопровода на величину, большую критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$, не приведет к улучшению условий всасывания, так как в противном случае минимальное давление будет в верхней точке всасывающего трубопровода, где и возможна кавитация. Такое взаимное расположение всасывающего трубопровода и насоса характерно не для землесосов, а для гидроперегрузателей, у которых всасывающий трубопровод должен огибать надводный борт разгружаемого судна.

На рис. 57, б показана схема установки грунтового насоса 1 на главной палубе понтона 2, как это сделано на так называемых беструнных землесосах, используемых в гидромеханизации строительства. Значение H_y у них велико и условия всасывания наименее благоприятны. В этом случае уровень воды в насосе, который может быть достигнут его заливкой, недостаточен для пуска. Поэтому заполнение насоса водой перед пуском осуществляется при помощи вакуумного насоса, обычно струйного, которым удаляют воздух из грунтового насоса и корпусной части трубопровода до тех пор, пока они не будут заполнены водой, поступающей через всасывающий трубопровод под

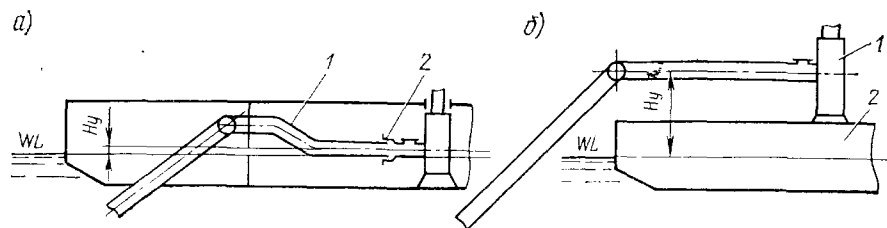


Рис. 57. Схемы размещения грунтовых насосов

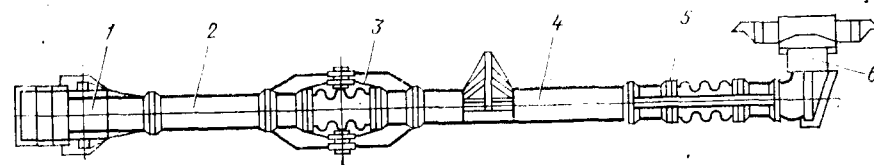


Рис. 58. Волокащийся сосун самоотвозного землесоса

действием атмосферного давления. Для того чтобы воздух не поступал через нагнетательный трубопровод, в его корпусной части устанавливают невозвратный клапан или предусматривают пониженный участок в начале плавучего трубопровода, в котором всегда сохраняется водяная пробка, препятствующая поступлению воздуха.

Современные самоотвозные землесосы оснащаются одним или двумя бортовыми сосунами, которые в походном положении укладывают на палубе. Поскольку такие землесосы работают при значительной высоте волны, то сосун и соединение сосуна с корпусной частью всасывающего трубопровода у этих землесосов существенно отличаются от рассмотренных выше.

Бортовой сосун самоотвозного землесоса (рис. 58) состоит из следующих основных элементов: трубоприемника 1, нижнего звена 2, нижнего шарнирного соединения 3, верхнего звена 4, верхнего шарнирного соединения 5 и поворотного шарнира 6. Нижнее шарнирное соединение допускает изгиб сосуна в вертикальной плоскости, верхнее — в горизонтальной. Поворотный шарнир 6 соединяет сосун с плитой, которая может перемещаться в вертикальной плоскости по двум направляющим. В крайнем нижнем положении плиты колено соединяет сосун с корпусным всасывающим трубопроводом. Направляющие начинаются у главной палубы, что позволяет укладывать сосун на палубу и быстро устанавливать его в рабочее положение. Эти операции выполняют при помощи трех кранбалок, установленных на палубе.

Для того чтобы трубоприемник при работе землесоса на волнении не отрывался от грунта, трос, на котором подвешивается трубоприемник, проходит через волновой компенсатор [6].

§ 31. Нагнетательные трубопроводы

Нагнетательный трубопровод в общем случае состоит из корпусного, плавучего и берегового. Обычно применяемое типичное расположение корпусного трубопровода таково, что большая часть трубопровода располагается вне надстройки и минует трюм. Такое расположение исключает затопление судовых помещений в случае сквозного износа трубы. Для повышения долговечности труб корпусного трубопровода толщину стенки обычно делают большей по сравнению с другими частями. По этой же причине на крупных землесосах в местах изгиба трубопровода стремятся применять более долговечные литые отводы.

Нагнетательные трубопроводы речных дноуглубительных землесосов, складывающих грунт в воду, обычно не имеют какой-либо арматуры. У крупных землесосов в трубопроводах предусматривают эластичный компенсатор для уменьшения нагрузок, вызываемых вибрацией грунтового насоса и деформацией корпуса. При установке двух и более грунтовых насосов в корпусный трубопровод включают задвижки, обеспечивающие возможность работы насосов в различных сочетаниях.

Корпусный трубопровод оказывается более сложным, если землесос служит как для отвода грунта по плавучему трубопроводу, так и для погрузки грунта в шаланды. В этом случае, кроме обычного корпусного трубопровода, снаряд оснащают как минимум двумя разливными трубами.

Нагнетательные трубопроводы самоотвозных землесосов также являются весьма сложными. Они заканчиваются успокоителями потока, которые представляют собой различного вида диффузоры. В диффузорах происходит снижение скорости гидросмеси, поступающей в трюм, что способствует быстрому отложению грунта на дне трюма и дает возможность работать с переливом осветленной смеси за борт через специальные переливные карманы.

На самоотвозных землесосах обычно предусматривается специальное ответвление нагнетательного трубопровода, через которое грунт может подаваться в береговой трубопровод.

В момент пуска грунтовых насосов, а также при отрыве трубопровода от грунта грунтовые насосы самоотвозного землесоса всасывают воду. Для того чтобы она не попадала в трюм и не вытесняла гидросмесь через переливные карманы, ее отводят за борт непосредственно из нагнетательного трубопровода. С этой целью в трубопроводе каждого насоса делают ответвление с задвижкой, которая открывается дистанционно с поста управления или автоматически.

Корпусный трубопровод соединяется с плавучим посредством гибкого соединения в виде резиноканевого рукава, двух горизонтальных шаровых соединений или сальникового шарнира. В отдельных случаях вместо сальникового шарнира используют вертикально установленный шаровый шарнир. Конструкция соединения должна быть достаточно прочной и обеспечивать возможно больший угол поворота плавучего трубопровода по отношению к корпусному. Два первых вида соединения обычно не удовлетворяют требованию прочности, поэтому их подкрепляют специальными тросовыми или жесткими ограничителями предельного угла поворота. Этот угол обычно составляет 40—45° и не является достаточным при работе землесоса в узких местах. Поэтому на современных землесосах корпусной трубопровод с плавучим соединяют при помощи вертикального или наклонного сальникового шарнира. Такое соединение не передает корпусному трубопроводу изгибающего момента в горизонтальной плоскости, чем обеспечивается его высокая прочность. Угол поворота шарнира обычно составляет 180°.

Недостатком конструкции вертикального сальникового шарнира речного землесоса, показанного на рис. 59, является большой угол

поворота потока в коленях и вызванный этим интенсивный износ их наружных стенок, а также повышенные потери напора.

На ряде землесосов, в частности на речных производительностью 2500 м³/ч, использован наклонный шарнир. В нем суммарный угол поворота потока в верхнем и нижнем коленях меньше на двойной угол наклона оси шарнира к вертикали.

В такой конструкции соединяемые друг с другом концы колен в плоскости, перпендикулярной оси, должны иметь эллипсное сечение, что в сварном варианте практически невыполнимо.

Нижнее колено сальникового шарнира обычно соединяется с первой секцией плавучего трубопровода двумя горизонтальными шаровыми шарнирами, которые служат для компенсации изменений осадки корпуса землесоса и понтона.

Плавучий трубопровод состоит из отдельных участков труб, установленных на понтонах и соединенных друг с другом шарнирно. Чаще всего применяют плавучие трубопроводы из труб длиной 6—10 м, закрепленных на двойных поплавках, оси которых параллельны оси трубы. В качестве гибких соединений используют шаровые шарниры с углом поворота 18—22,5° или резиноканевые рукава.

Секция стандартного плавучего трубопровода Ду-400 (рис. 60) состоит из двух поплавков 1 эллиптического сечения, соединенных тремя поперечными стойками 2 с седлами для трубы. 3. Оконечности поплавков имеют скосы для уменьшения сопротивления воды движению понтонов при буксировке. Трубу крепят к седлам за приварные планки 5, подкрепленные киями 4. На поплавках имеются проушины 6 для присоединения цепей или тросов, ограничивающих угол поворота секций относительно друг друга. Поплавок в средней части имеет водонепроницаемую переборку, обеспечивающую непотопляемость при затоплении одного из отсеков. В каждом отсеке есть люк 11 для окраски внутренней поверхности понтона и осушения. Вдоль секции в средней ее части на специальных стойках 7 уложен деревянный настил, позволяющий обслуживать трубопровод без вспомогательного судна. С обеих сторон настила предусматривают леерное ограждение 8. Для освещения трубопровода в ночное время служат светильники 10, установленные на кронштейнах 9.

Иногда поплавки изготовляют в форме круговых цилиндров. Они технологичнее, однако имеют большую осадку, что для трубопроводов речных землесосов является существенным недостатком.

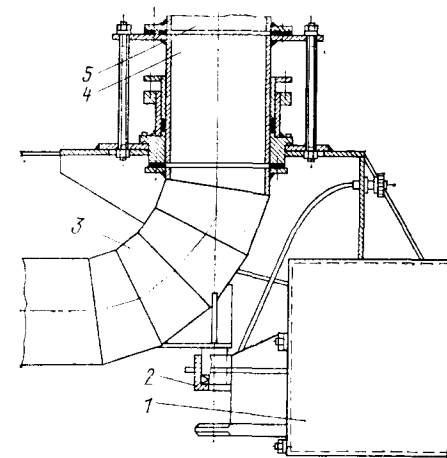


Рис. 59. Вертикальный сальниковый шарнир:

1 — корпус землесоса; 2 — пятка; 3 — поворотный патрубок; 4 — неподвижный патрубок; 5 — корпусный трубопровод

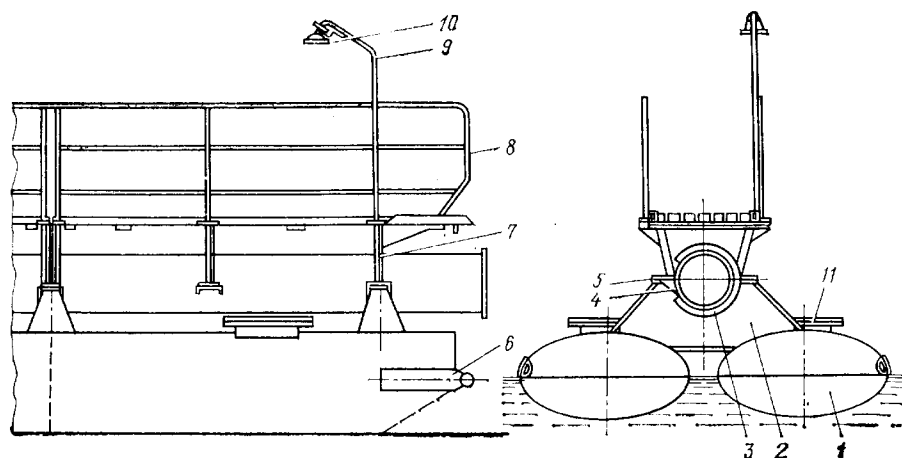


Рис. 60. Понтон плавучего грунтопровода

Кроме промежуточных понтонов плавучий грунтопровод включает в себя головной понтон, несколько шпильевых и концевой. Головной понтон соединяется с корпусным грунтопроводом и имеет сплошной настил по всей ширине, который служит для размещения запасных частей и различных материалов. Этот понтон, как и шпильевые, выполняют из четырех поплавков увеличенного сечения.

Концевые понтоны изготавливают по-разному. Часто их делают в виде одного плоскодонного поплавка прямоугольной формы в плане, что позволяет получить меньшую осадку. На нем устанавливают две однобарабанные или одну двухбарабанную лебедку, а в дополнение к ним иногда предусматривают сваю.

На концевом понтоне может устанавливаться П-образная арка с закрепленным на ней блоком для изменения высоты подъема конца грунтопроводной трубы. Подъем трубы увеличивает затраты напора и скорость падения струи, т. е. размыв свалки. В то же время он не позволяет складировать грунт на сухой берег или увеличить высоту свалки из-за малых длины консоли и угла откоса грунта.

Иногда вместо обычного концевого понтона используют разливной понтон, консольный участок выкидной трубы которого имеет длину несколько десятков метров, благодаря чему возможно складировать грунт на сухой берег, если разрешенное место свалки не слишком удалено от берега.

Шаровое соединение грунтопровода (рис. 61) состоит из чаши 8 и шара 9. Растягивающее усилие передается с чаши шару через кольцо 1 с внутренней шаровой поверхностью. В выточку чаши устанавливают резиновое уплотнение 7. Чаша 8 и кольцо 1 соединяются откидными болтами 4, которые крепятся к приливам чаши 10 пальцами 5, шайбами 6 и шпильками. Гайки 3 фиксируются шпильками 2. Для монтажных работ на поверхности чаши предусмотрены рымы 11. Шаровые шарниры соединяют с трубами понтонов фланцами или сваркой.

Выше рассмотрена стандартизованная конструкция плавучего грунтопровода, которая широко применяется на внутренних водных путях. Грунтопроводы морских землесосов не имеют настила и в них предусматривается ряд конструктивных мер для увеличения прочности соединений понтонов. Известны грунтопроводы на плоскодонных понтонах круглой формы в плане, а также на понтонах, установленных перпендикулярно оси трубы.

На землесосах гидромеханизации строительства используют грунтопроводы, состоящие из звеньев длиной 50 м и более, трубы которых соединяются вертикальными сальниковыми шарнирами. Преимуществом таких грунтопроводов является меньшая металлоемкость, однако в них наблюдаются большие потери напора и быстрый износ колен. Длина гибких плавучих грунтопроводов значительно больше дальности отвода грунта к месту отвала по прямой линии. Стремление уменьшить длину, а вместе с ней металлоемкость конструкции и потери напора при движении смеси привело к созданию спрямленных плавучих и подвесных грунтопроводов.

Спрямленный управляемый плавучий грунтопровод (рис. 62) представляет собой трубу без шарнирных соединений, опирающуюся на понтоны, которые могут поворачиваться вокруг вертикальной оси. Посредством специальной тросовой системы понтоны при любом положении трубы устанавливают параллельно направлению течения. Одним концом грунтопровод соединяется с корпусным вертикальным

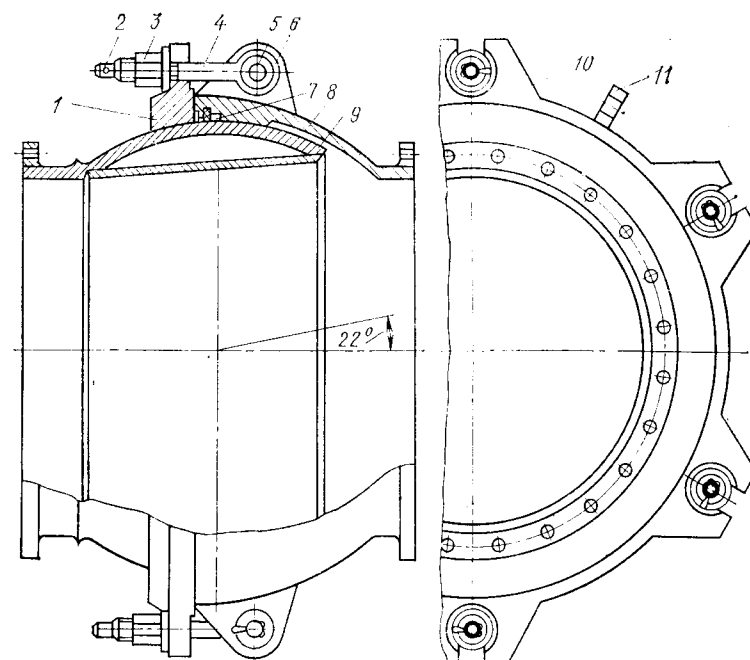


Рис. 61. Шаровое соединение грунтопровода

сальниковым шарниром, другой конец грунтопровода поддерживается на определенном удалении от корпуса землесоса реакцией струи гидросмеси, которую регулируют специальным струенаправляющим устройством, закрепленным на конце трубы. В состав спрямленного грунтопровода могут быть включены гибкие соединения, предпочтительно резиновые рукава. При этом стрела прогиба не будет слишком большой в связи с наличием внутренних сил, которые при движении смеси препятствуют изгибу грунтопровода.

Спрямленные грунтопроводы не позволяют создавать сосредоточенные свалки и требуют свободной акватории на расстоянии от землесоса до места отвала грунта на всем протяжении участка работ. Это ограничивает область их применения условиями ремонтного дноуглубления, в которых они могут быть весьма эффективными, так как создают меньшие потери напора и не требуют времени на перекладку якорей концевой платформы. Они получили распространение для производства дноуглубительных работ на реках США.

Подвесные грунтопроводы так же, как и спрямленные, позволяют отводить грунт к месту отвала по прямой. Они не только не требуют свободной акватории, но и позволяют отводить грунт на сухой берег. Часто ими оснащают современные самоотвозные землесосы. Длина подвесного грунтопровода землесоса, показанного на рис. 63, составляет 67 м, диаметр 890 мм. Грунтопровод установлен на алюминиевой ферме, которая вместе с противовесом опирается на поворотную платформу, что позволяет размещать его под углом 90° к ДП по любому борту и параллельно ДП в походном положении.

На рис. 64 показан подвесной грунтопровод речного землесоса, установленный на отдельном понтоне. Конструкция этого грунтопровода, разработанного в ГИИВТе, характерна отсутствием поворотной платформы. Грунтопровод поворачивается относительно корпуса вместе с понтоном, который имеет круглую форму в плане. Длина грунто-

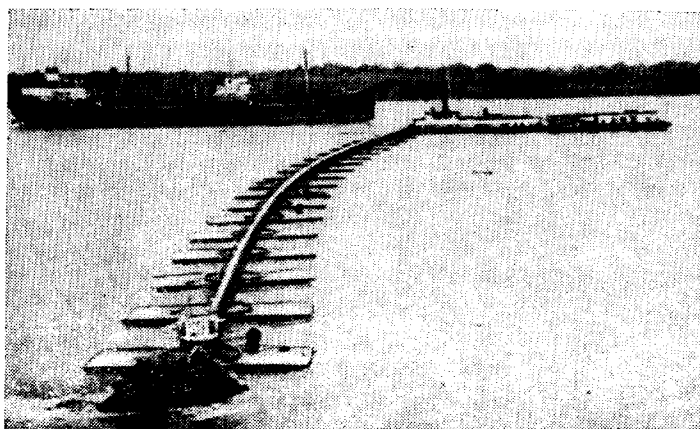


Рис. 62. Спрямленный управляемый плавучий грунтопровод

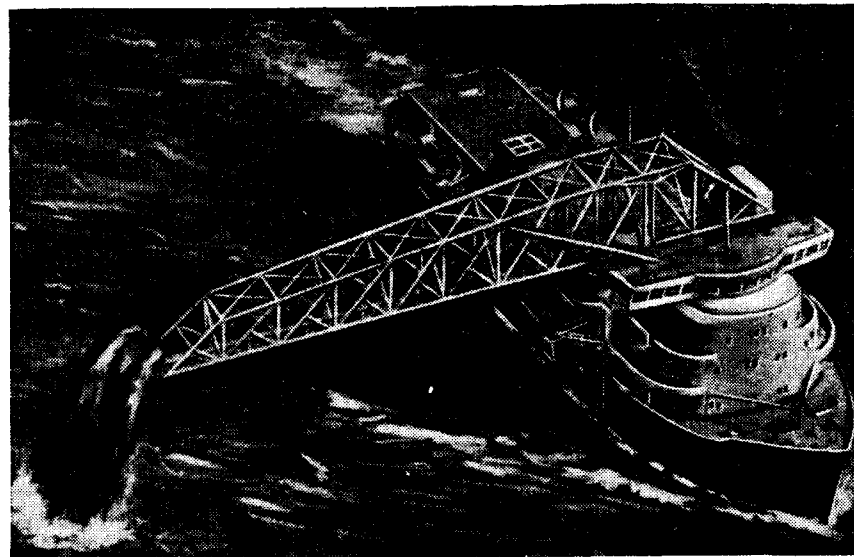


Рис. 63. Землесос с подвесным грунтопроводом

провода составляет 25 м. В связи с использованием конического выкидного патрубка дальность отвода грунта превышает 40 м.

Вследствие большой массы подвесные грунтопроводы имеют ограниченную длину. В частности, наибольшую длину грунтопровода — 114,5 м имеет землесос Японской постройки «Зулия». Подвесные грунтопроводы оказываются наиболее эффективными при углублении каналов, несмотря на то что из-за небольшой дальности отвода часть грунта возвращается в прорезь. Достоинством подвесных грунтопроводов является возможность эксплуатации при значительной высоте волны.

Поиск решений, направленных на создание эффективных средств отвода грунта, привел к разработке ряда новых конструкций грунто-

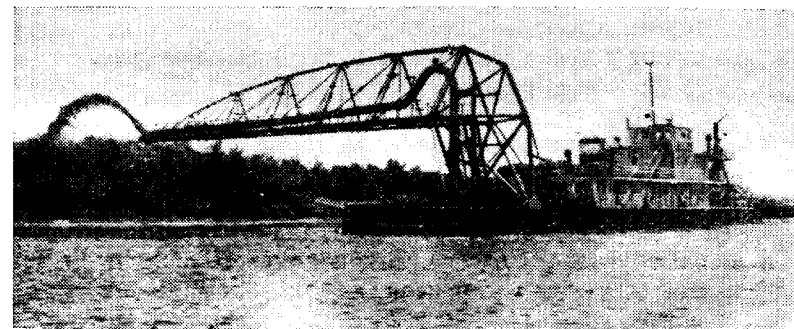


Рис. 64. Подвесной грунтопровод на отдельном понтоне



Рис. 65. Резинотканевые трубы плавучего грунтопровода

провода. В Каспийском море создан взвешенно-потопляемый грунтопровод [2]. В ГИИВТе разработаны конструкции спрямленных управляемых двухпорных грунтопроводов, один конец трубы которых шарнирно закрепляют на корпусе земснаряда, а другой — на одном понтоне.

Береговой грунтопровод монтируют непосредственно на берегу средствами малой механизации с затратами ручного труда, поэтому он должен быть легким. Трубы берегового грунтопровода состоят из коротких секций и имеют небольшую толщину стенки, обычно не превышающую 3 мм. В состав грунтопровода в местах изгиба включают резиновые рукава и поворотные металлические колена.

Интересная работа по созданию грунтопроводов проводится в Курском политехническом институте. Там разработаны и испытаны два типа резинотканевых рукавов на давление $3 \cdot 10^5$ и $5 \cdot 10^5$ Па. Они представляют собой рукав, выполненный из одного или двух слоев капроновой ткани с внутренним и внешним защитными покрытиями. Внутреннее покрытие изготовлено из высокоабразивной резины толщиной до 3 мм.

Такой грунтопровод имеет ряд существенных достоинств по сравнению с металлическим: его масса в 8 раз меньше, он обладает необходимой гибкостью и может транспортироваться в виде катушки, требует на транспортировку, монтаж и демонтаж значительно меньших затрат.

Исследования и практический опыт показали, что резинотканевые трубы можно успешно использовать и для плавучего грунтопровода. В этом случае трубу делают сдвоенной — катамаран (рис. 65, а) или строенной — тримаран (рис. 65, б). В первом случае одна, а во втором — две трубы заполняются воздухом и обеспечивают плавучесть грунтопроводной трубы. Кроме эксплуатационных преимуществ, такие грунтопроводы имеют и меньшую стоимость, чем металлические.

§ 32. Основные сведения по гидротранспорту

При проектировании грунтонасосной установки необходимо знать мощность главного двигателя землесоса, диаметр грунтопроводов, подачу и напор грунтового насоса. Эти параметры обычно не бывают заранее известны, а подлежат расчету на основе тех или иных исходных данных, характер которых зависит от стадии проектирования.

Расчет параметров грунтонасосного комплекса выполняется на базе теории гидротранспорта. Рассмотрим основные ее положения.

Гидравлическим транспортом называется способ переноса сыпучих материалов потоком воды по искусственным руслам: канавам, лоткам, трубам. Гидротранспорт по безнапорным системам называют безнапорным, а по трубам — напорным.

При гидравлическом транспортировании по каналам движется гидросмесь — смесь твердого размельченного или естественного мелкого материала с водой. Физические свойства гидросмеси определяются крупностью твердых частиц, процентным содержанием твердого вещества в воде и плотностью его материала.

Поскольку в гидросмеси всегда присутствуют твердые частицы разной крупности, то для оценки влияния крупности отдельных частиц на свойства гидросмеси используют различные коэффициенты неоднородности зернистого материала. Эти коэффициенты чаще всего определяют по кривой гранулометрического состава (рис. 66), построенной по данным сетевого анализа, в виде отношения

$$j = d_{r1}/d_{r2},$$

где d_{r1} и d_{r2} — некоторые граничные значения диаметров частиц.

Наибольшее применение нашли два коэффициента неоднородности: $j_1 = d_{60}/d_{10}$ и $j_2 = d_{90}/d_{10}$. Первый из них представляет собой отношение диаметра частиц, соответствующего 60%-ному содержанию фракций по кривой гранулометрического состава, к диаметру частиц с 10%-ным содержанием фракций. Второй соответственно 90 и 10%. Коэффициент j_1 перенесен в задачи гидротранспорта из теории фильтрации, а j_2 предложен А. П. Юфиным [17].

Кроме крупности на условия транспортирования оказывают влияние форма и плотность частиц. Все три рассмотренных фактора находят отражение в одной характеристике, называемой гидравлической крупностью, под которой понимается скорость свободного падения твердых частиц в спокойной воде при температуре 20°C . Гидравлическая крупность является достаточно полной характеристикой твердого компонента гидросмеси при одинаковой плотности частиц. Поскольку в большинстве случаев транспортирования это условие с приемлемой точностью выполняется, гидравлическую крупность используют во многих расчетных формулах гидротранспорта.

Для определения гидравлической крупности частиц предложены расчетные формулы, связывающие ее с плотностью, размером и формой частиц [17]. Форма частиц природных сыпучих материалов мало влияет на гидравлическую крупность.

Французские исследователи Дюран и Жибер [110] предложили в расчетах гидротранспорта применять так называемый средний коэффициент транспортабельности разнотвердого материала, основанный на гидравлической крупности частиц. В разработанной ими методике инженерного расчета потерь

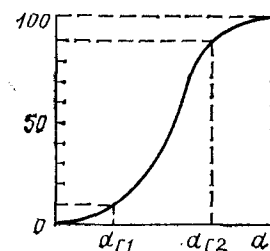


Рис. 66. Кривая гранулометрического состава грунта

напора все свойства твердых частиц и транспортируемой массы зернистого материала учитываются этим коэффициентом.

Коэффициент транспортабельности определяется из выражения

$$\sqrt{c_{x \text{ ср}}} = t_1 \sqrt{c_{x1}} + t_2 \sqrt{c_{x2}} + \dots + t_n \sqrt{c_{xn}},$$

где t — содержание частиц данного диаметра в долях единицы;

$$\sqrt{c_x} = \frac{\sqrt{gd_n}}{W}, \quad (47)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; d_n — номинальный диаметр частиц грунта, м ; W — гидравлическая крупность частиц данного диаметра, м/с .

На рис. 67 представлена зависимость $\sqrt{c_x}$ от крупности частиц песка и гравия.

На условия гидротранспорта влияет также соотношение между объемом твердого материала и воды, которое характеризуется плотностью и концентрацией.

Плотностью гидросмеси, так же как и любого другого вещества, называют массу единицы ее объема. Концентрация — процентное или в долях единицы содержание твердого вещества в жидком по его объему. Ее представляют по разному: в виде объема плотного грунта (без пор) к объему воды; объема грунта в естественном сложении к объему воды; объема плотного грунта к объему смеси.

Так как при дноуглублении и добыче оперируют объемами грунта в естественном сложении, то в дальнейшем под концентрацией будем понимать отношение объема грунта в естественном залегании (с порами) к объему гидросмеси.

В связи с тем что скорость движения твердых частиц меньше скорости воды, введены понятия расходных и действительных значений плотности и концентрации. Под этими значениями понимают параметры гидросмеси, вытекающей из труб, которые замеряются при помощи расходной емкости. Действительными значениями называют те,

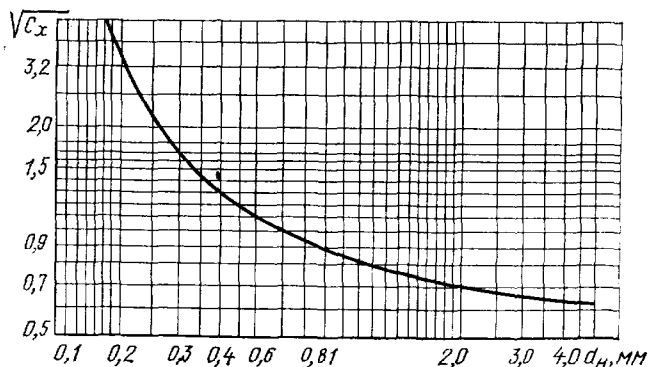


Рис. 67. График зависимости $\sqrt{c_x} = f(d_n)$

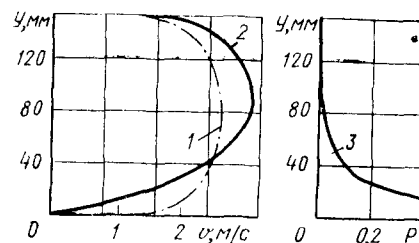


Рис. 68. Элюй скорости воды, скорости гидросмеси и концентрации по высоте трубы

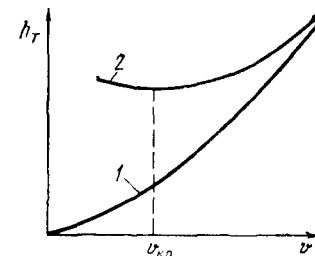


Рис. 69. Зависимость потерь напора на трение при движении воды и гидросмеси

которые могли бы быть получены при мгновенном отсечении участка трубы, где смесь движется без отложения осадка грунта на дне трубы.

Поскольку действительные значения неопределенны и неодинаковы на различных участках труб, то при дальнейшем изложении под плотностью и концентрацией будем понимать их расходные значения.

В зависимости от крупности частицы образуют с водой гомогенную или гетерогенную смеси. Гомогенные смеси состоят из мелких частиц — растворенных глины и ила. Гидротранспорт таких грунтов имеет ограниченное значение. Поэтому ниже будут рассмотрены вопросы движения гетерогенных смесей, образуемых всеми видами песков и более крупнозернистых материалов.

Устойчивый перенос тяжелых частиц возможен только в турбулентном потоке, для которого характерно интенсивное перемешивание слоев жидкости. В результате перемешивания траектории частиц, проходящих через данную точку потока в разные моменты времени, представляют собой кривые различной формы, несмотря на прямолинейность трубы. Характер линий тока в трубе также отличается большим разнообразием. Наличие в потоке турбулентных пульсаций скорости, а также восходящих потоков обуславливают способность потока перемещать имеющиеся в нем твердые частицы без осаждения их на нижней стенке трубы.

Вместе с тем, наиболее крупные частицы движутся главным образом в нижней части трубы. Часть из них перемещается волочением. В результате концентрация смеси в нижней части трубы оказывается выше, а скорость потока меньше, чем в верхней. На рис. 68 показаны элюй скорости турбулентного потока воды 1, гидросмеси 2 и концентрации 3, из которых следует, что основная масса твердых частиц движется в нижней части трубы.

При уменьшении средней по сечению трубы скорости наступает так называемый критический режим движения, при котором начинается отложение твердых частиц на нижней стенке в неподвижный осадок. При дальнейшем уменьшении скорости высота слоя осадка возрастает. Из рис. 69 видно, что критической скорости $v_{кр}$ соответствует минимум потерь напора на трение в трубопроводе при движе-

нии воды (кривая 1) и гидросмеси (кривая 2). При увеличении и уменьшении скорости по отношению к критической потери напора на трение возрастают. Поэтому одной из задач теории гидравлического транспорта являлось определение критической скорости $v_{кр}$.

Другая задача этой теории — разработка методики расчета потерь напора при движении смеси в трубопроводах. В связи с исключительной сложностью явлений, сопутствующих процессу гидравлического транспорта, он не имеет на сегодня точного математического описания. Поэтому обе задачи теории гидротранспорта решаются эмпирическим путем.

§ 33. Потери напора на трение. Критическая скорость

Различными исследователями было предложено много формул для расчета потерь напора на трение и критической скорости. Из-за трудности эксперимента большая часть их была основана на весьма ограниченном материале и давала разноречивые результаты.

По мере накопления экспериментального материала был сделан вывод о том, что потери h_T напора на трение при движении гидросмесей следует определять по двучленной формуле $h_T = h_0 + \Delta h$, где h_0 — потери напора для воды, м; Δh — дополнительные потери напора, обусловленные наличием в воде твердых частиц, м.

В исследованиях физических основ процесса гидротранспорта большая роль принадлежит советским ученым Ю. Т. Борщевскому, Н. А. Великанову, К. В. Гришанину, М. А. Дементьеву, А. Н. Климентову, В. С. Кнорозу, С. Г. Кобернику, В. М. Маккавееву, Г. Н. Роеву, Б. Е. Романенко, Н. А. Силину, А. С. Старикову, А. Е. Смолдыреву, А. П. Юфину и другим. Из зарубежных ученых наибольший вклад внесли Дюран и Жибер, которые выполнили обширную экспериментальную программу. Их исследования еще раз подчеркнули исключительную сложность и многофакторность процесса гидротранспорта. Поэтому рекомендованные ими и приведенные ниже обобщенные зависимости могут быть использованы для решения задач гидротранспорта лишь в первом приближении.

Французские исследователи пришли к заключению, что потоки гидросмеси в трубах различного диаметра можно считать подобными при одинаковых значениях критерия Фруда, записанного в виде $v/\sqrt{gD}$, где v — средняя по сечению трубы скорость движения смеси, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; D — диаметр трубопровода, м.

Из формулы (47) следует, что подобие разнообразных по составу грунтов также выражается через критерий Фруда, в котором под скоростью понимается гидравлическая крупность, т. е. скорость свободного падения частиц.

При рассмотрении режимов гидравлического транспорта с неподвижным слоем осадка грунта в нижней части трубы (режимов с заилием трубопровода) был сделан вывод [110] о том, что течение, формирующееся над слоем осадка грунта, независимо от высоты слоя характеризуется числом Фруда в критическом режиме. В режимах с заилием вместо диаметра трубопровода в критерий Фруда вхо-

дит гидравлический радиус свободного от осадка сечения трубы, т. е.

$$\frac{v_c^2}{4gR_c} = \frac{v_{кр}^2}{gD} = \text{const} = k, \quad (48)$$

где v_c — средняя скорость движения смеси в свободном от осадка сечении трубы, м/с; R_c — гидравлический радиус свободного сечения трубы, м.

Для расчета потерь напора на трение при $v > v_{кр}$ предложена следующая эмпирическая формула [110]

$$h_T = h_0 \left[1 + 180 \left(\frac{v^2}{gD} \sqrt{c_{x\text{cp}}} \right)^{-1.5} p_T \right] \frac{\rho_B}{\rho},$$

где p_T — концентрация, представляющая собой отношение объема грунта в плотном теле (без пор) к объему гидросмеси. В дальнейшем в расчетных формулах будет использоваться не концентрация, а плотность. Очевидно, плотность смеси (т/м³)

$$\rho = \rho_B + (\rho_T - \rho_B)p_T, \quad (49)$$

где ρ_B , ρ_T — соответственно плотность воды и материала частиц, т/м³.

Для пресной воды и гравийно-песчаных грунтов с $\rho_T = 2,65$ т/м³ получим $p_T = 0,606 (\rho - 1)$.

Из постоянства чисел Фруда во всех режимах движения смеси (48) для режима с заилием будем иметь

$$h_T = h_0 \left[1 + 180 (k^2 \sqrt{c_{x\text{cp}}})^{-1.5} p_T \right] \frac{\rho_B}{\rho}. \quad (50)$$

Экспериментальные значения величины k представлены на рис. 70 в координатах $k - p_T$. На рисунке выделяются две группы точек: нижняя (черные кружки малого диаметра) соответствует пылевым пескам крупностью ниже 0,2 мм, верхняя — грунтам с крупностью частиц до 4,2 мм. Через обе группы точек проведены кривые 1 и 2.

В пределах указанных диапазонов крупностей французские исследователи не смогли установить связи между величиной k и крупностью

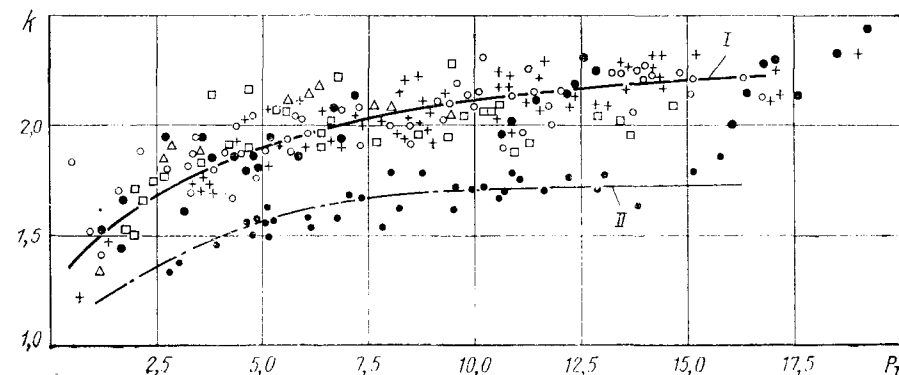


Рис. 70. График зависимости $k = f(p_T)$

зерен. Поэтому они рекомендуют рассматривать величину k в виде однозначной функции плотности гидросмеси, что делает метод расчета исключительно простым, но и весьма приближенным.

Из приведенных выше соотношений (48) следует, что $v_{кр} = k \sqrt{gD}$. Кривую 1 (см. рис. 70) можно аппроксимировать выражением $k = -12,51 \rho^2 + 31,8 \rho - 17,91$.

Потери напора h_0 при движении воды определяют по известной формуле Дарси

$$h_0 = \lambda \frac{v^2 L}{2gD}, \quad (51)$$

где L — длина трубы, м; λ — коэффициент трения.

Что касается величины λ , то в общем случае она является функцией режима движения, характеризуемого числом Рейнольдса, и шероховатости стенок трубы. Эксперименты показали, что трубы, шлифованные гидросмесью, можно считать гидравлически гладкими. При этом допущении величина λ является только функцией числа Рейнольдса. При $Re < 10^5$ величину λ рекомендуется [110] определять по эмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25}, \quad (52)$$

при $Re > 10^5$ — по формуле Никурадзе

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237}.$$

В свою очередь $Re = vD/\nu$, где ν — коэффициент кинематической вязкости воды, m^2/c .

Расчет потерь напора для воды в режимах движения смеси с заилением носит условный характер, так как слой осадка возможен только при движении гидросмеси. Если же условно рассматривать движение воды в свободном от осадка сечении, полагая его горизонтальную поверхность твердой стенкой, то шероховатость окажется неопределенной. Наконец, если допустить, что эта стенка является гидравлически гладкой, то потери напора при движении воды в свободном сечении будут несколько снижаться с увеличением высоты слоя осадка. Поскольку такой результат не подтверждается экспериментально, то авторы работы [110] считают возможным принимать потери напора в режимах с заилением такими же, как в критическом режиме, т. е.

$$h_0 = \lambda_{кр} \frac{v_{кр}^2 L}{2gD}, \quad (54)$$

где $\lambda_{кр} = f(Re_{кр})$.

В свою очередь

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} D}{\nu}. \quad (55)$$

Что касается возможности устойчивой работы при постоянном наличии слоя осадка грунта, то, как подтверждает практика, речные землесосы, имеющие сравнительно короткие грунтопроводы, нередко работают со слоем осадка, равным $(0,4 \div 0,5) D$.

Для грунтопроводов значительной длины с наклонными и вертикальными участками допустимая высота слоя заиливания несколько меньше и составляет $(0,25 \div 0,3) D$ [110].

§ 34. Потери напора в местных сопротивлениях

Значительную часть общих затрат напора на перемещение смеси могут составлять потери в местных сопротивлениях.

Эти потери (м) принято определять по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (56)$$

где ζ — коэффициент местных потерь; h_m — потери напора в местном сопротивлении, м.

Коэффициенты местных потерь не поддаются аналитическому расчету и рассчитываются эмпирическим путем. Для однородных жидкостей экспериментальные значения их получены практически для всех возможных вариантов местных сопротивлений. Поэтому перед теорией гидротранспорта стояла задача получить методы пересчета коэффициентов ζ для воды на случаи движения гидросмеси.

Выполненные исследования показали, что крупность твердых частиц не оказывает заметного влияния на коэффициент местных потерь. Что касается зависимости коэффициента ζ от плотности смеси, то здесь не получено однозначных результатов, что можно объяснить особенностями проведения эксперимента.

Потери в местном сопротивлении определяют, замеряя суммарные потери на участке, включающем источник сопротивления и примыкающие к нему отрезки труб на расстоянии нескольких диаметров. Если исключить эти отрезки, то вызванное местным сопротивлением искажение поля скоростей внесет значительную погрешность в результаты замеров.

Из полученных таким образом суммарных потерь вычитают потери напора на трение, замеренные на участке такой же длины, но без местного сопротивления.

Поскольку потери напора на трение зависят от режима движения смеси, а местное сопротивление влияет на режим движения в прилегающих к нему участках, то удовлетворительный по точности результат может быть получен в том случае, если длина участка до и после сопротивления достаточно велика. С другой стороны при большой длине участка потери в местном сопротивлении оказываются соизмеримыми с потерями трения, а точность результатов эксперимента — низкой.

Есть и другие причины неоднозначности результатов. Поэтому приближенно коэффициент местных потерь ζ принимают таким же, как и для воды, т. е.

$$\zeta = \zeta_0, \quad (57)$$

где ζ_0 — коэффициент местных потерь для воды.

Если полагать, что в пределах источника местных сопротивлений в результате повышенной турбулентности твердые частицы сравнительно равномерно распределены по всему сечению потока, то расчет по формуле (57) можно считать достаточно точным. Однако в ней не учитывается влияние местных сопротивлений на потери трения в прилегающих участках труб. Поскольку это влияние выражается в уменьшении потерь трения, то использование формулы (57) дает завышенный результат. Если местных сопротивлений много и они относительно равномерно распределены по всей длине трубопровода, то суммарная ошибка при высокой плотности смеси может быть весьма значительной.

Экспериментальные данные [110] показали, что, если величину h_m измерять в метрах, коэффициент местных потерь ζ уменьшается с увеличением плотности смеси и его можно принять равным $\zeta_0 \frac{\rho_v}{\rho}$.

Учитывая изложенные выше соображения, эти результаты нельзя считать общими. В конечном счете они зависят от места расположения и интенсивности источника местных потерь напора по сравнению с потерями на трение в прилегающих участках труб. Вероятно, в зависимости от условий проведения эксперимента можно получить любое значение ζ в диапазоне от ζ_0 до $\zeta_0 \frac{\rho_v}{\rho}$.

Например, при незначительной длине трубопровода и малых потерях трения по сравнению с потерями в местных сопротивлениях, так же как при большом числе источников значительных местных потерь, соединенных короткими участками прямых труб, коэффициент местных потерь ζ будет близок к ζ_0 . Наоборот, при относительно больших потерях трения в прилегающих участках труб коэффициент местных потерь ζ близок к $\zeta_0 \frac{\rho_v}{\rho}$. Возможно, что при определенном соотношении

между видами потерь местные сопротивления так отразятся на потерях трения, что значение ζ окажется целесообразным принимать меньшим, чем на воде. Наконец, пока нет оснований для того, чтобы отрицать возможность такого рационального распределения турбулизаторов потока, при котором, несмотря на создаваемые ими потери, суммарные потери будут меньше, чем в гладких трубах.

Таким образом, можно заключить, что для трубопроводов с большим числом местных сопротивлений точный отдельный расчет потерь трения и потерь в местных сопротивлениях невозможен, поскольку значение ζ зависит от места расположения источника местных потерь и соотношения между видами потерь. Это соотношение зависит в свою очередь от режима движения, т. е. от отношения $v/v_{кр}$. Например, при $v/v_{кр} = 1,2 \div 1,3$ твердые частицы будут практически равномерно распределены по сечению трубы и влияние местных сопротивлений на дополнительную турбулизацию потока не повлечет за собой снижения потерь напора на трение. Наоборот, при $v/v_{кр} \leq 1$ влияние местных сопротивлений на режим движения и потери трения в прилегающих участках труб будет наиболее существенным. В известных методах расчета потерь напора отмеченные особенности не учитываются, хотя

для трубопроводов с большим числом источников местных потерь, например корпусных и плавучих, они имеют важное значение.

Исследования показали также, что известные методы определения коэффициентов местных потерь при движении воды неприемлемы для гибких соединений плавучих грунтопроводов. Поэтому для разработки точных методов расчета потерь напора в таких грунтопроводах требуются дополнительные экспериментальные исследования, возможно, в принципиально новой, чем это делалось ранее, постановке. Исследования комплексных характеристик грунтонасосных установок речных землесосов, выполненных в ГИИВТе, позволили разработать изложенные ниже рекомендации по приближенному расчету потерь в местных сопротивлениях, равномерно распределенных по длине грунтопровода.

В плавучем грунтопроводе гибкие соединения — шаровые шарниры, являются, в сущности, единственными источниками местных потерь, которые составляют значительную часть общих, а при небольших диаметрах грунтопровода — даже превышают потери трения.

Коэффициент местных потерь в шаровых соединениях одинаковой конструкции, как показал эксперимент, зависит от диаметра грунтопровода, что имеющиеся рекомендации не учитывают. Каждое соединение плавучего грунтопровода имеет при работе снаряда свой угол изгиба, который не поддается строгому учету. По указанным причинам удобнее определять местные потери при движении воды не для каждого сопротивления, а рассматривать их как часть потерь на трение. При обработке экспериментального материала оказалось удобным использовать коэффициент

$$\alpha = \frac{h_0}{h_0 + h_{0m}}, \quad (58)$$

где h_{0m} — потери напора на воде в местных сопротивлениях.

При обработке экспериментального материала сумма $h_0 + h_{0m}$ определялась экспериментально, а h_0 рассчитывалась.

Обработка экспериментальных данных при диаметре трубы $D > 0,15$ м дала следующую зависимость

$$\alpha = 0,65 - 0,25e^{2-6,5D}.$$

При $v/v_{кр} \leq 1$ потери в местных сопротивлениях стандартизованных плавучих грунтопроводов диаметром свыше 0,7 м при движении смеси можно принимать $h_m = h_{0m}\rho_v/\rho$. При $v/v_{кр} \leq 1,3$ влиянием местных потерь на потери трения можно пренебречь, принимая $h_m = h_{0m}$.

Если допустить, что изменение h_m от h_{0m} до $h_{0m}\rho_v/\rho$ пропорционально изменению относительной скорости $v/v_{кр}$ в диапазоне от 1,3 до 1,0, то для расчета потерь в местных сопротивлениях при $D \leq 0,7$ м получим следующую формулу:

$$h_m = h_{0m} [1 + 3,33 (\rho/\rho_v - 1) (v/v_{кр} - 1)] \rho_v/\rho. \quad (59)$$

С уменьшением диаметра грунтопровода местные потери растут, а доля потерь трения в составе общих потерь снижается. Очевидно,

становится меньше и степень влияния местных сопротивлений на снижение потерь трения. В пределе, когда потери напора в местных сопротивлениях во много раз больше потерь трения и $\alpha \rightarrow 0$, это влияние также стремится к нулю. В этом случае потери в местных сопротивлениях следует рассчитывать по формуле (57).

Когда степень влияния местных сопротивлений на потери трения не зависит от доли потерь (потерь трения) и такая же, как при $D = 0,7$, то для определения местных потерь напора при движении смеси в грунтопроводах меньших диаметров можно получить следующую формулу:

$$h_m = h_{0m} \left[1 + 1,6\alpha \left(\frac{\rho_v}{\rho} - 1 \right) \right]. \quad (60)$$

С учетом (59) и (60) формула для определения местных потерь напора будет иметь вид

$$h_m = h_{0m} \left\{ 1 + 1,6\alpha \left[\frac{\rho_v}{\rho} - 1 - 3,33 \left(\frac{\rho_v}{\rho} - 1 \right) \left(\frac{v}{v_{кр}} - 1 \right) \right] \right\}. \quad (61)$$

Формула (87) применима при $v/v_{кр} \leq 1,3$. Если $v/v_{кр} > 1,3$, то $h_m = h_{0m}$.

Для коротких грунтопроводов, в частности всасывающих и корпусных, потери в местных сопротивлениях можно рассчитывать по формуле (57). По ней же следует определять потери в единичных местных сопротивлениях береговых грунтопроводов, а также в плавучих грунтопроводах с длинными звеньями, соединенными посредством вертикальных сальниковых шарниров. Потери в таких соединениях велики и их увеличение с ростом концентрации смеси не может быть компенсировано снижением потерь трения на сравнительно коротком участке примыкающей трубы, на которой распространяется влияние источника местного сопротивления. Что касается потерь напора при движении воды, то для отдельных источников местных сопротивлений их следует вычислять по формуле (56). Для плавучих грунтопроводов их значение определяют по формуле (58), из которой следует

$$h_{0m} = h_{0m} \frac{1-\alpha}{\alpha}. \quad (62)$$

§ 35. Расчет параметров грунтонасосного комплекса

Основными параметрами грунтонасосного комплекса являются напор грунтового насоса, подача по смеси, частота вращения вала насоса и мощность главного двигателя.

Напор грунтового насоса равен суммарным потерям напора в грунтопроводе землесоса. В общем случае потери напора складываются из потерь трения, потерь в местных сопротивлениях, затрат напора на подъем смеси и создание скорости в выкидном патрубке. При расч

те параметров грунтонасосного комплекса потери напора во всасывающем грунтопроводе целесообразно определять особо, так как по их значению оценивают максимальную частоту вращения вала насоса. Общие потери напора можно представить суммой $H = H_{вс} + H_n$, где H_n — потери напора в напорном грунтопроводе; $H_{вс}$ — потери напора во всасывающем грунтопроводе.

$$H_{вс} = h_{гр} + h_{т.вс} + h_{м.вс} + h_{п1} + h_{п2},$$

где $h_{гр}$ — потери в грунтоприемнике; $h_{т.вс}$ — потери трения во всасывающем грунтопроводе; $h_{м.вс}$ — потери в местных сопротивлениях во всасывающем грунтопроводе; $h_{п1}$ — затраты напора на подъем грунта до уровня воды; $h_{п2}$ — затраты напора на подъем смеси от уровня воды до оси насоса.

Величина $h_{гр}$ включает в себя потери при входе смеси в грунтоприемник и в самом грунтоприемнике. Она зависит от множества случайных факторов и не поддается строгому учету. Для грунтозаборных устройств с гидравлическими и механическими разрыхлителями $h_{гр}$ обычно не больше 1,5 м, причем у щелевидных грунтоприемников она не превышает 1 м. У грунтозаборных устройств без разрыхлителя значение $h_{гр}$ колеблется в весьма широких пределах и может достигать 3—3,5 м [9]. Для приближенного учета этих потерь $h_{гр}$ в расчетах можно принимать равной 1 м для грунтоприемников с разрыхлителями и 3 м — без разрыхлителей. Более точные сведения, необходимые для эксплуатационных расчетов, приведены в литературе [9].

Потери на трение во всасывающем грунтопроводе, строго говоря, следует рассчитывать отдельно для наклонного сосуна и горизонтального корпусного грунтопровода. Однако влиянием наклона сосуна обычно пренебрегают.

С учетом соотношения (49) $h_{т.вс}$ можно определить по формуле

$$h_{т.вс} = h_0 \left[1 + 109 (Fr^2 \sqrt{c_{x\text{ ср}}})^{-1,5} \right] (\rho - 1) \frac{\rho_v}{\rho}, \quad (63)$$

где Fr — число Фруда для трубы, зависящее от режима движения смеси. При $v > v_{кр}$ $Fr = v/\sqrt{gD}$; если

$$v \leq v_{кр}, \text{ то } Fr = k.$$

Потери напора в местных сопротивлениях всасывающего грунтопровода, как уже отмечалось, следует определять по формулам (56) и (57). В состав местных сопротивлений землесоса с сосуном атакующего типа обычно входит гибкое соединение и два колена с общим углом изгиба до 120° . У землесосов с бортовыми волочащимися сосунами, кроме потерь в двух—трех шарнирных соединениях, необходимо учесть потери в двух коленах с углом поворота 90° , так как ось грунтового насоса обычно располагается параллельно ДП. Схема всасывающего грунтопровода значительно усложняется, а местные потери возрастают, если на землесосе предусмотрено два и более насосов с

последовательной и параллельной схемами их включения. В этом случае местные потери с достаточной степенью точности возможно установить только после конструктивной разработки всасывающего грунтопровода. Во всех других случаях на ранних стадиях проектирования коэффициент местных потерь ξ_0 можно принять для сосунов атакующего типа 0,5—1,0, для волочащихся сосунов 1,0—1,5. В указанных пределах большие значения ξ_0 соответствуют меньшим диаметрам трубы.

Величины $h_{п1}$ и $h_{п2}$ вычисляют по формулам:

$$h_{п1} = H_1 \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho} \right); h_{п2} = \pm H_y,$$

где H_1 — глубина извлечения грунта; H_y — возвышение оси грунтового насоса над уровнем воды.

Знак плюс соответствует установке насоса выше уровня воды.

Сумма потерь и затрат напора во всасывающем грунтопроводе не должна превышать допустимую вакуумметрическую высоту всасывания грунтового насоса, т. е. $H_{вс} \leq H_{доп}^{вас}$.

Значение $H_{доп}^{вас}$ зависит от параметров: подачи, частоты вращения и конструктивных особенностей насоса. На последующих стадиях расчета исходя из приведенного условия будем определять тип насоса, место его установки и допустимую частоту вращения вала.

Потери напора в напорном грунтопроводе можно представить в виде суммы

$$H_n = h_{т.п} + h_{м.п} + h_k + h_b + h_{сб} + h_v, \quad (64)$$

где $h_{т.п}$ — потери трения в плавучем грунтопроводе; $h_{м.п}$ — потери напора в местных сопротивлениях плавучего грунтопровода; h_k — потери напора в корпусном грунтопроводе; h_b — потери в береговом грунтопроводе; $h_{сб}$ — затраты напора на подъем смеси до уровня сброса; h_v — затраты напора на создание скорости в выходном сечении грунтопровода;

Потери $h_{т.п}$ определяют так же, как для всасывающего грунтопровода; $h_{м.п}$ в плавучем грунтопроводе находят по формулам (62) и (61).

Потери напора в береговом грунтопроводе обычно рассчитывают особо, поскольку его диаметр может отличаться от диаметра плавучего грунтопровода. Иногда он состоит из участков труб разного диаметра. В этом случае потери напора вычисляют отдельно для каждого участка.

Потери h_b составляют в основном потери трения, поэтому при расчетах местные потери учитывают коэффициентом (1,1—1,2), т. е. $h_b = (1,1 \div 1,2) h_{т.б}$, где $h_{т.б}$ — потери трения в береговом грунтопроводе, определяемые аналогично $h_{т.п}$.

Если в береговом грунтопроводе имеется много источников местных потерь, то значения их следует рассчитывать отдельно по форму-

ле (56). Такой расчет выполняется для всех участков берегового грунтопровода с разным диаметром труб.

Затраты напора $h_{сб} = H_{сб}$, где $H_{сб}$ — возвышение выкидного патрубка над уровнем воды, а $h_v = v_{сб}^2/2g$, где $v_{сб}$ — скорость в конечном сечении грунтопровода. Потери напора h_k в корпусном грунтопроводе вычисляют так же, как во всасывающем, с отдельным определением коэффициента для каждого источника местных потерь.

Для расчета потерь напора по приведенным выше формулам необходимо знать диаметр грунтопровода и подачу грунтового насоса или скорость v . В общем случае задача определения этих параметров решается путем технико-экономических расчетов [58], так как для любых условий эксплуатации существует такое сочетание параметров, при котором приведенные затраты, отнесенные к 1 м³ извлекаемого грунта, минимальны. Однако чаще техническим заданием регламентируется или диаметр грунтопровода, или производительность землесоса по грунту.

Диаметр грунтопровода D , подача по смеси $Q_{см}$ и производительность по грунту $Q_{гр}$ связаны соотношениями:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q_{см}}{\pi v}};$$

$$Q_{гр} = q_{см} \rho = \frac{Q_{см} (\rho - \rho_v)}{(\rho_t - \rho_v) (1 - \varepsilon)},$$

где ε — пористость грунта в долях единицы.

При обычной пористости природных песков 0,35 и плотности материала 2,65 т/м³ последнее выражение можно записать в виде

$$Q_{гр} = 0,93 Q_{см} \left(\frac{\rho}{\rho_v} - 1 \right).$$

Диаметры грунтопроводов стандартизованы. Их значения равны 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000 мм.

Диаметр всасывающего грунтопровода обычно принимают на 5—10% больше, чем нагнетательного. Таким образом, при заданных $Q_{гр}$ или D неизвестной оказывается скорость v .

Обычно полагают, что оптимальной является критическая скорость $v_{кр}$, так как ей соответствует минимум потерь напора на трение, а в определенных условиях — общих потерь, а следовательно, и затрат энергии на привод насоса.

Вместе с тем, скорость движения гидросмеси влияет не только на энергетические затраты, но и на все другие виды строительных и эксплуатационных затрат [59]. Исследования показали, что оптимальная скорость движения гидросмеси возрастает с уменьшением длины грунтопровода и при малых (100—200 м) длинах его скорость может в 1,2—1,3 раза превышать критическую. При длине грунтопровода свыше

300—400 м она в большинстве случаев равна критической, а при длине более 1500—2000 м может быть несколько меньше.

Расчетную плотность или концентрацию гидросмеси принимают различной в зависимости от рода разрабатываемого грунта, типа грунтозаборного устройства и традиций, существующих в той или иной отрасли. Так, концентрация смеси для легких грунтов составляла 0,15, для тяжелых — 0,08—0,1. Совершенствование грунтозаборных устройств, применение погружных насосов сделали возможной работу землесосов с устойчивой концентрацией 0,20—0,30. Техническую производительность речным землесосам в настоящее время задают исходя из концентрации 0,2—0,27. С точки зрения повышения эффективности землесоса и снижения удельных затрат на извлечение грунта целесообразно повышать концентрацию и плотность гидросмеси. Для землесосов с гидравлическими разрыхлителями их можно принимать соответственно 0,2 и 1,2 т/м³, а для землесосов с механическими разрыхлителями, предназначенными для разработки тяжелых грунтов, 0,15 и 1,15 т/м³.

Возможности повышения концентрации гидросмеси далеко не исчерпаны. Грунтонасосный комплекс, как показывает опыт, может устойчиво работать при концентрации 0,5 и более. Высокую концентрацию возможно получить при использовании эффективных грунтозаборных устройств, поэтому задача их дальнейшего совершенствования остается весьма актуальной.

При известных напоре и подаче грунтового насоса можно определить мощность и выбрать двигатель. Мощность насоса (кВт)

$$N = \frac{\rho g H Q}{\eta},$$

где H — напор, м; η — к. п. д. насоса. На данной стадии расчета его можно принять равным 0,68—0,75, причем тем большим, чем выше подача.

Для выбора главного двигателя необходимо установить диапазон частоты вращения вала насоса. Максимально допускаемое ее значение ограничивается условием обеспечения необходимой величины $N_{\text{доп}}^{\text{вак}}$. Исходя из этого

$$n_{\text{max}} = \frac{(\Delta h_{\text{доп}})^{3/4} c}{5,62 \sqrt{Q_{\text{см}}}}, \quad (65)$$

где $\Delta h_{\text{доп}}$ — допускаемый кавитационный запас, м; c — кавитационный коэффициент быстроходности;

Для расчета n_{max} необходимо знать $\Delta h_{\text{доп}}$ и c . Значение c можно принять равным 1000.

Допускаемый кавитационный запас рассчитывают по формуле (81). При использовании изложенного выше метода расчета потерь напора во всасывающем грунтопроводе эта формула применима и в случае подводного расположения грунтового насоса.

Минимально допустимое значение $N_{\text{доп}}^{\text{вак}}$ равно потерям напора во всасывающем грунтопроводе. В зависимости от полученной частоты n_{max} возможно несколько решений по выбору типа грунтового насоса и параметров главного двигателя.

Если потери во всасывающем грунтопроводе малы, а запас $\Delta h_{\text{доп}}$ велик, частота вращения n_{max} тоже будет большой. Тогда верхний предел частоты вращения следует ограничить из условия умеренного износа входных элементов рабочего колеса. С этой точки зрения следует ограничить скорость на входных кромках лопастей. Желательно, чтобы она не превышала 10—12 м/с. Полагая, что диаметр лопастей на входе примерно равен диаметру напорного грунтопровода, получим $n_{\text{max}} \leq 230/D$.

Если определенная по формуле (81) величина $\Delta h_{\text{доп}}$ окажется менее 1,5 м, то нормальные параметры и работа грунтового насоса могут быть обеспечены при условии создания подпора на всасывании установкой насоса под водой на раме сосуна или применением дополнительного погружного насоса. Для определения подпора на всасывании по формуле (65) для $n = n_{\text{max}}$ подсчитывают $\Delta h_{\text{доп}}$. Разность между этим значением и $\Delta h_{\text{доп}}$, определенной по формуле (81), даст минимальное значение подпора. При проектировании грунтонасосных установок с погружными насосами подпор обычно принимают с запасом, что позволяет располагать большей энергией для отрыва грунта от материка и работать с повышенной концентрацией смеси.

Необходимость в создании подпора на всасывании может возникнуть и при больших значениях $\Delta h_{\text{доп}}$, полученных по формуле (81), если из-за высокого напора низкооборотный насос окажется слишком тихоходным.

Известно, что с уменьшением коэффициента быстроходности к. п. д. центробежного насоса снижается. Это снижение особенно существенно при $n_s < 60$. Использовать такие насосы в качестве грунтовых нежелательно. Минимальная частота, ограниченная последним условием, будет $n_{\text{min}} \approx 17 H^{3/4} / \sqrt{Q_{\text{см}}}$.

Если значение n_{max} , определенное по формуле (65), окажется больше n_{min} , то частоту вращения рабочего колеса следует принимать в пределах $n_{\text{min}} — n_{\text{max}}$. Если же n_{max} окажется меньше n_{min} , необходимо решать вопрос о целесообразности использования тихоходного насоса, установки насоса с подпором или применения двух последовательно включенных грунтовых насосов. При установке насоса с подпором растет n_{max} за счет увеличения $\Delta h_{\text{доп}}$. При установке двух насосов снижается n_{min} в связи с уменьшением напора каждого насоса. Окончательный выбор варианта грунтонасосного комплекса в рассматриваемом случае требует экономического обоснования.

По определенным мощности и частоте вращения выбирают главный двигатель и устанавливают тип передачи мощности. Для электрических землесосов с приводом от асинхронного двигателя мощность последнего следует принимать на 5—20% больше расчетной. У высокооборотных дизелей с наддувом также нужно предусматривать запас мощности.

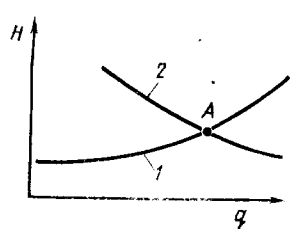


Рис. 71. К определению параметров грунтонасосного комплекса

В большинстве случаев мощность пригодного к установке двигателя будет отличаться от расчетной. Поэтому точные значения параметров грунтонасосного комплекса можно определить лишь после выбора двигателя, решая уравнения характеристики грунтопровода проектируемого землесоса и постоянной мощности,

$$N = \frac{HQ}{0,1\eta} = N_{\text{дв}}, \quad (66)$$

где $N_{\text{дв}}$ — располагаемая мощность выбранного двигателя за вычетом необходимого запаса, кВт.

Удобнее графическое решение. Для этого в координатах $H — Q$ строят характеристику грунтопровода 1 и кривую 2 постоянной мощности (66) (рис. 71). Точка A пересечения кривых даст уточненные параметры Q и H , необходимые для расчета грунтового насоса.

§ 36. Типы грунтовых насосов

Грунтовые насосы относятся к обширной и разнообразной по конструкции группе насосов для абразивных гидросмесей, которые применяются в целом ряде отраслей народного хозяйства: черной и цветной металлургии, теплоэнергетике, горном деле, промышленности нерудных строительных материалов, цементной промышленности и на землесосах разного назначения. Насосы, используемые в береговых установках, имеют различные названия: песковые, шламовые, торфонасосы, углесосы. Насосы землесосов относятся к категории грунтовых. Насосы дноуглубительных землесосов отличаются большими подачами и сравнительно низкими напорами.

Основной особенностью эксплуатации насосов для абразивных гидросмесей является то, что они перекачивают неоднородные жидкости, представляющие собой в большинстве случаев смесь твердого материала с водой — гидросмесь.

Свойства, присущие гидросмесям, — абразивность и наличие крупных твердых включений обуславливают ряд специфических требований к грунтовым насосам. В процессе работы они подвергаются разрушающему действию твердых частиц и интенсивному абразивному изнашиванию. Поэтому конструкция и материал деталей грунтового насоса должны удовлетворять требованию максимального срока службы. Твердые частицы, содержащиеся в гидросмеси, имеют размеры до десятков сантиметров. Крупные твердые включения забивают каналы проточной части, периодическая очистка которых связана с простоями землесоса. Для уменьшения времени простоев проточная часть грунтовых насосов должна иметь большие размеры проходных сечений.

Другая причина непроизводительных затрат времени при работе землесосов связана с необходимостью замены изношенных деталей

грунтовых насосов. Поэтому их конструкция должна удовлетворять еще одному требованию — ремонтпригодности, обеспечивающей быструю замену износившихся деталей.

Воплощение в конструкцию насоса перечисленных требований не должно существенно снижать коэффициент полезного действия насоса, поскольку насос является основным потребителем энергии на землесосе. Указанным требованиям в большей мере отвечают лопастные консольные насосы специальной конструкции, которые получили широкое применение в качестве грунтовых. Иногда главным образом с целью подъема гидросмеси на борт землесоса в качестве грунтовых насосов используют струйные аппараты — эжекторы и пневматические подъемники — эрлифты.

Центробежные насосы с радиальными колесами различают по типу рабочего колеса, числу лопастей и относительному размеру проходного сечения, а также по конструкции переднего уплотнения и исполнению корпуса (с одинарным или двойным корпусом).

Известны три типа рабочих колес грунтовых насосов: открытого, полукрытого и закрытого. Колеса открытого типа (рис. 72, а) без переднего и заднего дисков, а также колеса полукрытого типа (рис. 72, б) без переднего диска при работе на воде не уступают по энергетическим показателям колесам закрытого типа (рис. 72, в). Однако увеличение зазоров вследствие абразивного изнашивания торцевых поверхностей лопастей и бронедисков приводит к интенсивному снижению параметров и к. п. д. насоса. По этой причине в современных грунтовых насосах применяют рабочие колеса закрытого типа. По технологическим причинам, в частности при гуммировании колес, используют колеса полукрытого типа.

С целью увеличения ширины межлопастных каналов число лопастей у колес грунтовых насосов принимается меньшим, чем у колес насосов для однородных жидкостей. В зависимости от требуемых размеров проходных сечений, напора и размеров насоса число лопастей у колес обычно составляет 2—5.

Пятилопастные колеса применяют в зарубежной практике в высоконапорных насосах с большой подачей. В отечественных конструкциях чаще получили распространение трех- и четырехлопастные колеса. Двухлопастные колеса используют реже. Как правило, они характерны для насосов с малой подачей и небольшим напором.

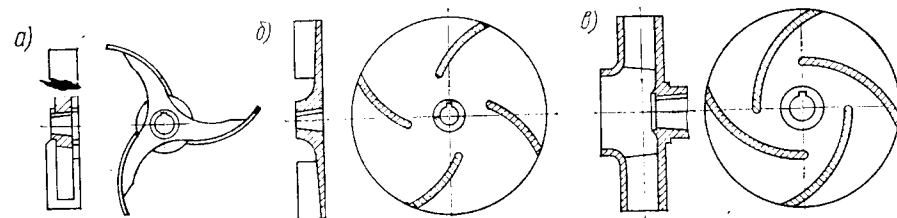


Рис. 72. Типы рабочих колес грунтовых насосов

Все конструкции переднего уплотнения грунтовых насосов можно разделить на две группы: уплотнения без промывки чистой водой и уплотнения с промывкой.

В насосах с большой подачей для защиты деталей переднего и заднего уплотнений от попадания на них гидросмеси в специальную камеру подают промывочную воду. Особо важное значение защита деталей уплотнения имеет для насосов, работающих на мелкозернистых материалах. В этих условиях интенсивность изнашивания деталей уплотнения выше, чем на крупнозернистых материалах, в то время как износ проточной части менее интенсивен. В результате уплотнения изнашиваются быстрее и этим определяется долговечность всего насоса. Конструкции уплотнений будут рассмотрены ниже.

Насосы, эксплуатируемые на высокоабразивных смесях, изготавливают двухкорпусными. При этом сменной деталью корпуса является внутренний вкладыш, который имеет минимальное число обрабатываемых поверхностей и изготавливается из более изнаноустойчивого материала.

На речных дноуглубительных снарядах и снарядах, добывающих песок и гравий, установлены двухкорпусные грунтовые насосы. На морских дноуглубительных снарядах как в СССР, так и за рубежом обычно используются однокорпусные насосы, так как условия их эксплуатации в отношении абразивного износа проточной части значительно легче.

§ 37. Особенности геометрии проточной части и рабочего процесса грунтовых насосов

Основное отличие проточной части рабочих колес грунтовых насосов состоит в больших проходных сечениях межлопастных каналов, обеспечиваемых уменьшенным числом лопастей, увеличенной и постоянной их шириной в меридиональном сечении. По средней линии тока лопасти имеют примерно такую же форму, как и у колес насосов для однородных жидкостей, однако толщина их значительно больше. С целью увеличения проходных сечений входные углы лопастей следует принимать большими по сравнению с расчетными.

Основная особенность спиральных отводов грунтовых насосов состоит в том, что их, как правило, проектируют на режим недогрузки по подаче, т. е. площади сечений проточной части предусматривают большими, чем в насосах для однородных жидкостей. В малых и тихоходных насосах отказываются от спиральной формы отвода, выполняя ее полукольцевой или кольцевой. Эти особенности геометрии частично обусловлены стремлением повысить износостойкость элементов проточной части.

Вследствие отмеченных особенностей грунтовых насосов к. п. д. их на 10—15% ниже, чем у насосов для однородных жидкостей такой же быстроходности и подачи. Грунтовые насосы имеют и худшие кавитационные характеристики. Но с этим обычно мирятся, полагая, что в оценке эксплуатационных качеств грунтового насоса к. п. д.

играет второстепенную роль. Поэтому исследования, направленные на повышение износостойкости, часто выполняют без учета энергетических факторов, чисто эмпирическим путем, и без связи с рабочим процессом в насосе.

С такой точкой зрения нельзя согласиться хотя бы потому, что к. п. д. машин всех типов считается одной из основных характеристик. Наряду с этим грунтовые насосы, спроектированные в разное время примерно на одинаковые относительные размеры проходных сечений, отличаются по к. п. д. на 5—10%, причем более высокому к. п. д. обычно сопутствует повышенная износостойкость деталей проточной части. Последнее обстоятельство вполне понятно, ввиду того что потери в насосе связаны с наличием зон отрыва потока и вихревыми течениями, интенсивность износа в которых всегда выше, чем при гладком обтекании поверхностей. Поэтому для повышения к. п. д. и износостойкости грунтовых насосов необходимо прежде всего знать, как отражаются те или иные особенности геометрии проточной части на характере движения жидкости.

Известно, что движение жидкости в диффузорных каналах проточной части рабочих колес центробежных насосов, компрессоров и вентиляторов происходит с наличием утолщенных и возрастающих к выходу пограничных слоев. Наибольшая толщина пограничного слоя обычно наблюдается на выходных участках с тыльной стороны лопастей.

Эти обстоятельства, однако, не явились препятствием в создании рабочих колес, в которых гидравлические потери не превышают 5% даже в тех случаях, когда по технологическим причинам ширину лопастей по аналогии с колесами грунтовых насосов принимают постоянной.

Исследования [5] и [83] показали, что на выходе из рабочих колес грунтовых насосов имеются развитые зоны отрыва потока, а также позволили установить, что отрыв потока начинается на входных кромках лопастей [63].

На рис. 73 показан задний диск трехлопастного рабочего колеса грунтового насоса 80 МП с примыкающим к нему входным участком лопасти. Снимок сделан с большой экспозицией, что позволило выявить рельеф абразивного износа диска, свидетельствующий о наличии зоны отрыва с тыльной стороны лопасти.

В ГИИВТе были проведены исследования структуры потока в рабочих колесах с отрывом потока на входной кромке и без него. Поток в относительном течении наблюдали в стробоскопическом освещении с помощью гибких капроновых нитей, закрепленных на лопастях и дисках. На рис. 74 показано направление линий тока при безотрывном и отрывном обтекании входных кромок лопастей. В первом случае (рис. 74, а) весь межлопастный канал на входе занят транзитным потоком. У выходных участков лопастей на тыльной стороне в режимах недогрузки и расчетном толщина пограничного слоя увеличена. Заметное утолщение пограничного слоя наблюдается примерно до середины длины лопастей.

При отрывном обтекании (рис. 74, б) передняя критическая точка K , в которой скорость на поверхности лопасти l равна нулю,



Рис. 73. Рельеф изношенной поверхности ведущего диска рабочего колеса

смещена на рабочую сторону лопасти и вниз по потоку. В результате вблизи рабочей поверхности на входе образуется зона возвратного течения 4, в которой жидкость движется из межлопастного канала к центру и в смежный канал. Эта зона может занимать до 40% ширины канала. На тыльной стороне лопастей формируется зона отрыва 3 и наблюдается течение типа струя—след с высокой интенсивностью вихрей, о чем свидетельствует быстрое разрушение капроновых нитей, размещенных вблизи входной кромки. В результате входное сечение межлопастного канала оказывается стесненным с одной стороны зоной отрыва, а с другой — зоной возвратного потока. Площадь сечения, через которое проходит транзитный поток 2, уменьшается, а относительная скорость возрастает. На рис. 74, в показана граница местного износа заднего диска. Можно заметить, что зона интенсивного износа совпадает с областью высоких скоростей транзитного потока.

Сравнительные энергетические и ресурсные испытания показали, что при одинаковом числе лопастей рабочего колеса, но при отсутствии отрыва потока на входных кромках наблюдается повышение к.п.д. насоса и снижение интенсивности местного изнашивания заднего диска и входных участков лопастей [63].

Изложенные факты свидетельствуют о том, что особенности геометрии рабочих колес грунтовых насосов приводят к отрывному обтеканию входных кромок лопастей, чем обусловлены рост потерь в колесе, а также интенсивные местные износы. Для того чтобы исключить отрыв потока или снизить его влияние на эксплуатационные качества грунтовых насосов, необходимо знать, в какой мере и какие особенности геометрии способствуют возникновению и развитию зон отрыва.

Вопросам отрыва потока на входных кромках рабочих колес центробежных машин посвящен ряд исследований [23, 78] главным образом в области компрессоростроения. В компрессорах отрыв потока сопровождается помпажом и тем самым определяет границу возможных режимов работы в области недогрузки. Эти исследования находятся в стадии поисков простого критерия оценки условий отрыва, пригодного для инженерных расчетов. В качестве такого критерия рассматривают: угол атаки, степень торможения потока, вычисленную как отношение средних скоростей ω_1/ω_2 , коэффициент торможения. Ни один из них пока не дает хорошей корреляции с моментом отрыва потока.

Более интересные результаты получены на прямых решетках осевых компрессоров. Люблейн [103], исследуя прямые неподвижные компрессорные решетки, показал, что относительная толщина пограничного слоя является функцией степени диффузорности $\omega_{\max}/\omega_2$, где $\omega_{\max}$ — наибольшее значение скорости на верхней поверхности профиля; ω_2 — скорость потока за решеткой. Исследования показали, что при некотором значении этого отношения возникает отрыв потока на верхней поверхности вблизи входной кромки профиля.

Позднее была доказана применимость степени диффузорности потока на верхней поверхности профиля в качестве критерия отрыва и на вращающихся прямых компрессорных решетках [85].

Если рассматривать типичное распределение скоростей по поверхности профиля в прямой компрессорной решетке при числе Маха меньше единицы (рис. 75, а), то можно заметить, что в передней критической точке, расположенной вблизи носика лопасти, скорость равна нулю. На верхней поверхности профиля наблюдается резкое увеличение скорости до значения $\omega_{\max}$, значительно превышающего скорость набегающего потока ω_1 . Затем скорость снижается и у задней кромки не отличается от скорости за решеткой.

На рис. 75, б показана эпюра распределения коэффициента относительной скорости $\bar{\omega} = \frac{\omega}{u_2}$, где u_2 — окружная скорость на выходе из колеса, на поверхности лопасти центробежного вентилятора, соответствующая значению коэффициента подачи 0,1 (при его оптимальном значении равном 0,138). Из рисунка видно, что эпюры не имеют

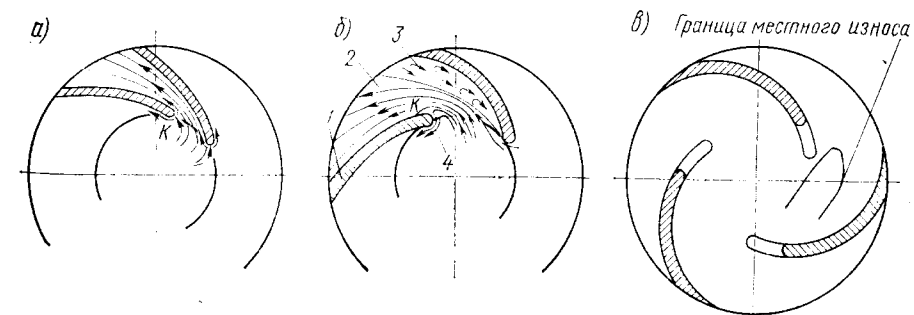


Рис. 74. Течение в межлопастных каналах и износ ведущего диска рабочего колеса

принципиальных различий и все сказанное в отношении эпюры рис. 75, а справедливо для эпюры рис. 75, б. Разница заключается лишь в том, что у конца лопасти центробежного вентилятора наблюдается значительный градиент скорости из-за того, что выходная кромка профилей лопастей центробежных машин не заостряется, как у осевых.

Эпюра, показанная на рис. 75, а, соответствует безотрывному обтеканию профиля. При увеличении угла атаки (снижении подачи) нагрузка на профиль возрастает, площадь эпюры увеличивается главным образом за счет большей скорости w_{max} . При этом скорость w_2 уменьшается, а степень диффузорности растет. Все это, в конечном счете, приводит к отрыву. Полагают, что область отрыва потока, возникающая сначала на задней кромке профиля, быстро распространяется на всю поверхность при почти неизменном угле атаки.

Основываясь на идентичности эпюр относительной скорости, можно сделать вывод о том, что критерий w_{max}/w_2 применим и для круговых решеток рабочих колес центробежных машин.

Геометрические показатели круговой решетки лопастей удобно характеризовать густотой решетки τ , равной отношению длины лопастей L к шагу на среднем диаметре t_{cp}

$$\tau = L/t_{cp}; t_{cp} = \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2z}; \tau = \frac{2Lz}{\pi(D_2 + D_1)}. \quad (67)$$

Исследования [63, 64] показали, что густота решетки, соответствующая отрыву потока на входных кромках лопастей,

$$\tau_0 = \frac{4gH_T}{w_1 \omega (D_1 + D_2)}, \quad (68)$$

где H_T — теоретический напор, м; D_1, D_2 — диаметр лопастей соответственно на входе и выходе, м; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса, c^{-1} .

Анализ показал, что практически во всех грунтовых насосах, за исключением отдельных низконапорных с низким значением n_s , на-

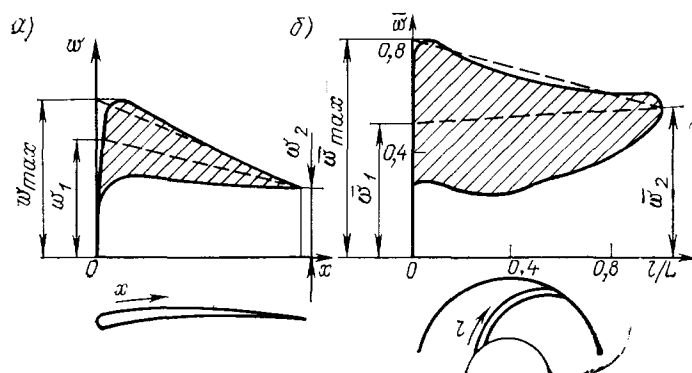


Рис. 75. Распределение скорости на поверхности профиля в прямой и круговой решетках лопастей

блюдается отрыв потока на входных кромках лопастей рабочих колес. Размеры зоны отрыва потока на тыльной стороне лопастей, интенсивность вихрей в ней, потери напора и износ зависят от того, в какой мере густота решетки отличается от τ_0 , соответствующей началу отрыва. Поэтому оценивать качество проточной части колеса и относительное снижение к. п. д. следует не по числу лопастей, как это принято в практике проектирования грунтовых насосов, а по отношению $\tau/\tau_0 = \bar{\tau}$. При $\bar{\tau} = 1$ гидравлические потери в колесе грунтового насоса мало отличаются от потерь в колесе насоса для однородной жидкости. Чем меньше $\bar{\tau}$, тем существеннее увеличение потерь.

Поэтому при проектировании колес грунтовых насосов необходимо стремиться принять $\bar{\tau} = 1$. Если по условиям обеспечения заданных размеров проходных сечений это невозможно, следует предусмотреть меры по максимально допустимому увеличению $\bar{\tau}$.

Другой особенностью рабочего процесса грунтовых насосов, обусловленной геометрией их проточной части, является наличие зон обратных течений в режимах, близких к расчетному или совпадающих с ним. Известно, что в центробежных насосах в режимах недогрузки по подаче перед рабочим колесом возникает зона обратных течений, в которой жидкость у ведомого диска движется из колеса во всасывающую горловину. Эта вихревая зона вращается вместе с колесом.

Кольцевой вихрь делит поток на основной и вихревой. Основной поток занимает область вблизи ведущего диска, а вихревой — у ведомого. С уменьшением подачи область кольцевого вихря с обратными течениями увеличивается, занимая все входное сечение в режиме нулевой подачи.

При образовании в рабочем колесе зон обратных течений 1 и 2 (рис. 76) появляются дополнительные потери в насосе — так называемые потери гидравлического торможения. Работа грунтовых насосов в режимах с обратными течениями на входе нежелательна еще и потому, что они вызывают дополнительный износ ведомого диска в месте примыкания входного участка лопастей и самих лопастей. Характер его при наличии обратных течений на входе показан на рис. 77. Зона обратных течений может распространяться на значительное расстояние во всасывающий патрубок и трубопровод насоса, вызывая их дополнительный износ. Обратные течения могут возникать и на выходе рабочего колеса (см. рис. 76), причем условия их появления наиболее благоприятны в широких колесах.

Обратные течения из отвода в рабочее колесо вызывают местный износ выходных кромок лопастей и дисков рабочего колеса в местах их сопряжения.

Природу появления выбросов жидкости из отвода в рабочее колесо вблизи дисков можно объяснить низкой энергией частиц в утолщенном пограничном слое на поверхностях дисков. Энергия и давление жидкости в отводе оказываются выше, чем в пограничном слое, и жидкость устремляется в обратном направлении по поверхности диска, а с транзитным потоком выносится в отвод, в результате чего обра-

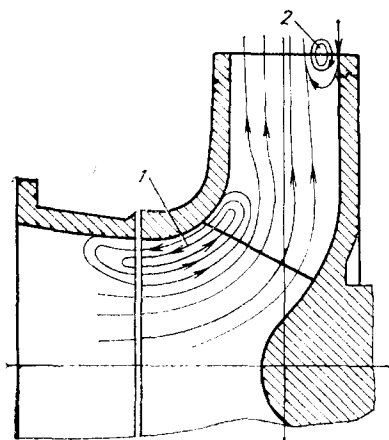


Рис. 76. Зоны обратных токов на входе и выходе

при котором возникают обратные течения в насосах для однородных жидкостей, противоречивы. Считают, что обратные течения появляются при подаче, равной половине подачи, соответствующей безударному входу потока на лопасти, для линии тока, примыкающей к ведомому диску [88]. Условие возникновения обратных токов связывают также с быстроходностью насоса, причем отмечается весьма интенсивная зависимость режима от коэффициента быстроходности [95].

В ГИИВТе были выполнены исследования условий возникновения обратных течений в колесах грунтовых насосов. Режим, при котором возникали обратные токи, фиксировался по отклонению флажков, закрепленных на струне и разделенных гранулами из полиэтилена. Испытывались колеса с двумя, тремя, четырьмя и шестью лопастями, имеющими входную кромку, параллельную оси, а также двух- и трехлопастное колеса с углом наклона входной кромки 24° . Диаметр горловины D_0 у всех колес был равен 0,1 м.

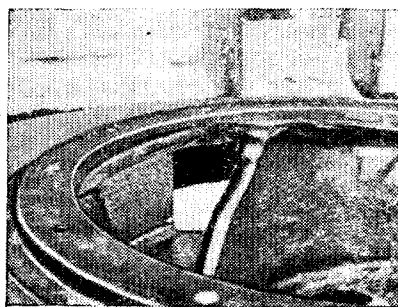


Рис. 77. Износ входной кромки и ведомого диска рабочего колеса грунтового насоса при наличии обратных токов на входе

зуются устойчивые кольцевые вихри, вращающиеся вместе с колесом.

Природа возникновения обратных течений на входе сложнее и пока нет удовлетворительного объяснения этому явлению. Наиболее корректной, на наш взгляд, является попытка объяснить причину обратных течений на основе разницы энергии в струйках потока, обусловленной его поворотом и наклонным положением входной кромки. Исследования показывают, что положение ее оказывает основное влияние на режим, при котором появляются обратные течения на входе.

Имеющиеся в литературе рекомендации по определению режима,

при котором возникают обратные течения в насосах для однородных жидкостей, противоречивы. Считают, что обратные течения появляются при подаче, равной половине подачи, соответствующей безударному входу потока на лопасти, для линии тока, примыкающей к ведомому диску [88]. Условие возникновения обратных токов связывают также с быстроходностью насоса, причем отмечается весьма интенсивная зависимость режима от коэффициента быстроходности [95].

В ГИИВТе были выполнены исследования условий возникновения обратных течений в колесах грунтовых насосов. Режим, при котором возникали обратные токи, фиксировался по отклонению флажков, закрепленных на струне и разделенных гранулами из полиэтилена. Испытывались колеса с двумя, тремя, четырьмя и шестью лопастями, имеющими входную кромку, параллельную оси, а также двух- и трехлопастное колеса с углом наклона входной кромки 24° . Диаметр горловины D_0 у всех колес был равен 0,1 м.

Испытания показали, что число лопастей не влияет на режим, при котором появляются обратные течения на входе. Основное влияние на отношение $Q_{кр}/Q_{б.вх}$, где $Q_{кр}$ — подача, соответствующая появлению обратных токов, $Q_{б.вх}$ — подача при безударном входе для линии тока, примыкающей к ведомому диску, оказывают положение и угол наклона входной кромки. Чем дальше из зоны поворота потока вынесена входная кромка, тем

меньше величина $Q_{кр}/Q_{б.вх}$. У колес с входной кромкой, параллельной оси, ее значение составило: 0,617 при $D_1 = 1,04D_0$; 0,417 при $D_1 = 1,1D_0$; 0,26 при $D_1 = 1,15D_0$.

Эти результаты существенно отличаются от полученных в работе [95]. Из нее следует, что для насоса с $n_s = 200$ $Q_{кр}/Q_{б.вх} = 0,8$. Вероятно на отношение $Q_{кр}/Q_{б.вх}$ влияет не быстроходность насоса, а свойственное каждому значению n_s положение входной кромки лопастей рабочего колеса. Так, для колес, входная кромка лопастей у которых имела угол наклона к оси 24° , при D_1 у ведомого диска, равном $1,04D_0$, указанное соотношение имело значения 0,93 и 0,915.

Тормозную мощность, вызванную обратными течениями, оценивают по отклонению экспериментальной кривой теоретического напора от прямой линии. Известно, что при отсутствии обратных течений зависимость $H_T = f(Q + q)$, где q — объемная утечка, близкая к линейной. При больших подачах обратных течений нет и зависимость хорошо следует закону прямой. Эту прямую экстраполируют в сторону малых подач и по ней определяют истинный теоретический напор.

С появлением обратных течений потребляемая насосом мощность увеличивается на значение тормозной мощности N_T и теоретический напор, подсчитанный по сумме гидравлической N_H и тормозной N_T мощностей, будет больше истинного. В результате экспериментальные точки будут отклоняться от прямой в сторону больших значений H_T . По этому отклонению можно косвенно судить о появлении обратных течений.

У насосов для однородных жидкостей обратных течений на выходе нет или они возникают при подачах меньших, чем обратные течения на входе. Поэтому отклонение экспериментальных точек от прямой теоретического напора у них наблюдается при подачах, меньших оптимальной. Ввиду этого максимум к. п. д. у таких насосов соответствует подаче, при которой гидравлические потери в насосе минимальны.

У грунтовых насосов обратные течения на выходе могут иметь место при подаче, равной и даже превышающей подачу, соответствующую минимуму гидравлических потерь в насосе. В последнем случае обратные течения оказывают влияние на положение оптимального режима насоса и величину максимального к. п. д.

Из экспериментальной зависимости теоретического напора рабочего колеса модельного грунтового насоса от подачи (рис. 78) видно, что при больших подачах экспериментальные точки хорошо ложатся на прямую. Однако уже при подачах, превышающих подачу безударного входа потока на лопасти, и задолго до появления обратных те-

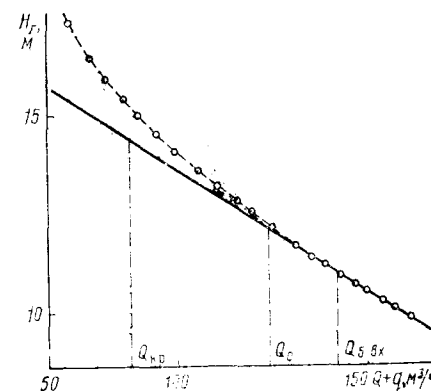


Рис. 78. График зависимости $H_T = f(Q + q)$

чений на входе экспериментальные точки начинают отклоняться от прямой, что свидетельствует о наличии обратных течений на выходе. Из рисунка видно также, что тормозная мощность до появления обратных токов на входе сравнительно невелика и только при подачах, меньших $Q_{кр}$, она начинает интенсивно возрастать. Оптимальная подача Q_0 насоса соответствовала значению $Q + q = 124 \text{ м}^3/\text{ч}$. Уже при этой подаче в насосе имелась тормозная мощность.

Наличие обратных токов при больших подачах может являться причиной несовпадения оптимального режима с режимом, которому соответствует минимум гидравлических потерь.

Чтобы исключить обратные токи на входе в рабочих режимах при проектировании колес грунтовых насосов, не следует принимать большие углы атаки при входе потока на лопасти и значительный наклон входной кромки лопастей. Что касается обратных токов на выходе, то интенсивность их зависит от относительной ширины лопастей на выходе: чем шире лопасти, тем при больших подачах появляются обратные токи. Поэтому ширину лопастей не следует принимать неоправданно большой, во всяком случае больше, чем это необходимо для обеспечения заданного размера проходного сечения.

Замечено также, что интенсивность износа лопастей, вызванного обратными токами на выходе, снижается с уменьшением выходного угла лопастей.

§ 38. Отводы грунтовых насосов

Грунтовые насосы выполняют со спиральными, полуспиральными и кольцевыми отводами.

Кольцевые и полуспиральные отводы получили распространение в насосах с гарантированным размером проходных сечений во всей проточной части, в том числе и в районе языка при любых положениях лопастей рабочего колеса. Указанное условие в насосах быстроходностью 100 и выше позволяет использовать полуспиральный отвод. При меньшей быстроходности отвод приходится выполнять кольцевым.

Недостатками кольцевых и полуспиральных отводов являются непостоянство скорости потока вдоль радиальной стенки и неравномерный ее износ, а также наличие больших масс жидкости, вращающихся вместе с колесом. Обе эти особенности движения жидкости приводят к увеличению потерь напора, отчего к. п. д. насоса с полуспиральным и кольцевым отводами на 3—5% ниже по сравнению со спиральным, что обусловило их преимущественное применение в грунтовых насосах земснарядов. В таких насосах не исключена вероятность заклинивания твердых предметов между языком отвода и лопастью колеса. Однако при разработке природных грунтов эта вероятность настолько мала, что пока помолком насосов и двигателей по этой причине не наблюдалось. Ниже будут рассмотрены именно спиральные отводы. Вопросы расчета и проектирования кольцевых и полуспиральных отводов изложены в литературе [5].

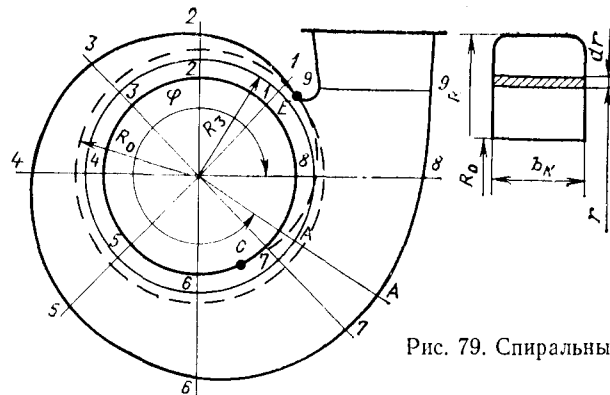


Рис. 79. Спиральный отвод

Наряду с повышенным к. п. д. спиральные отводы имеют и более высокую износостойкость. Однако как показал опыт эксплуатации, у них нередко наблюдается интенсивный местный износ в начальных сечениях, расположенных за языком спирали. Интенсивность его иногда бывает настолько велика, что приводит к появлению сквозного отверстия, когда износ в основном сечении 8 (рис. 79), через которое проходит вся смесь, нагнетаемая насосом, незначителен. Поэтому одним из основных требований, которые предъявляются к отводу грунтового насоса, является отсутствие зон местного износа.

Очевидно, он обуславливается местным повышением скорости потока и твердых частиц, поскольку возможность резкого повышения концентрации их в каком-либо сечении по углу раскрытия спирали маловероятна. Следовательно, при проектировании отвода грунтового насоса во всех его сечениях должны быть обеспечены одинаковые давления и скорость. Из этого условия следует выбирать площади сечений отвода и его геометрию.

Размеры отводов центробежных насосов рассчитывают по-разному. Один из методов расчета основан на том предположении, что отвод не взаимодействует с проходящей по нему жидкостью и не оказывает влияния на характер ее движения. При этом условии момент количества движения частиц жидкости на любом расстоянии от колеса является постоянной величиной. Постоянным будет и момент скорости

$$c_u r = c_{u2} R_2 = \text{const}, \quad (69)$$

где c_u , c_{u2} — окружная составляющая абсолютной скорости соответственно в отводе на радиусе r и на выходе из рабочего колеса; R_2 — наружный радиус рабочего колеса.

Условие (69) при известном расходе в рассматриваемом сечении той или иной формы позволяет определить его размеры.

Вычислим расход жидкости через произвольное сечение A-A, расположенное под углом φ к языку спирали. Расход dQ_φ через элементарную площадку шириной dr и длиной b_N (см. рис. 79) составит

$$dQ_\varphi = c_u b_N dr = c_{u2} R_2 b_N \frac{dr}{r}$$

$$Q_{\Phi} = c_{02} R_2 \int_{R_0}^R \frac{b_R}{r} dr,$$

где R_0 — радиус окружности, на которой начинается язык спирали.

Обычно из уравнения (69) определяют размеры и площадь основного сечения, для которого значение Q_{Φ} равно подаче насоса. Площади промежуточных сечений принимают пропорциональными углу Φ и измеряют от радиуса R_0 , который на 3—5% больше R_2 [56]. При такой схеме расчета среднее значение скоростей по всем сечениям спирали одинаково и равно средней скорости в основном сечении. Оказалось, это упрощение не отражается на к. п. д. насоса, поскольку было экспериментально установлено, что из-за влияния корпуса окружная составляющая скорости в отводе не следует закону постоянства количества движения. Поэтому был предложен метод расчета, основанный на допущении о постоянстве средней скорости во всех сечениях.

Среднюю скорость обычно определяют из следующего выражения, установленного опытным путем [84],

$$c_3 = k_3 \sqrt{2gH}, \quad (70)$$

где k_3 — опытный коэффициент, зависящий от быстроходности. С увеличением быстроходности k_3 уменьшается.

Принципиальное различие указанных методов расчета состоит в том, что в первом из них площадь сечений спирали зависит, а во втором не зависит от ширины отвода. Анализ результатов расчета из условия (69) показывает, что в пределах существующих норм, на основе которых обычно выбирают форму поперечных (меридиональных) сечений отводов, влияние формы на площадь не существенно. Это еще в большей мере справедливо для отводов грунтовых насосов, у которых ширина всегда принимается близкой к ширине колеса, а форма сечений мало отличается от прямоугольной. Что касается количественных результатов, то поскольку течение в отводе не подчиняется закону постоянства момента количества движения, то едва ли можно ожидать удовлетворительных результатов расчета, основанного на этой посылке, без введения экспериментальных поправок. Такие поправки становятся очевидно необходимыми при значительной разнице между R_2 и R_3 , так как расход жидкости через сечения отвода увеличивается на объем жидкости, проходящей между языком и наружным диаметром рабочего колеса. По указанным причинам эмпирический метод расчета площадей сечений спиральной части отводов через среднюю скорость движения жидкости в них следует считать более предпочтительным.

При расчете проточной части отвода из условия постоянства средней скорости задача сводится к выбору этой скорости и определению радиуса основной окружности R_3 , на которой заканчивается в ос-

новном сечении теоретический язык спирали (см. рис. 79). Выбирая насос для однородных жидкостей, скорость c_3 принимают такой, чтобы в расчетном режиме к. п. д. насоса имел максимальное значение. Это условие обычно выполняется, если расчетному режиму соответствует минимум потерь напора в отводе.

При проектировании грунтовых насосов часто полагают, что к. п. д. не является наиболее важным параметром и ориентируются на получение максимальной износостойкости рабочих органов. Поэтому нередко среднюю скорость движения смеси в отводе принимают меньшей, чем в насосах для однородных жидкостей, исходя из известного факта, что интенсивность износа пропорциональна скорости в третьей степени. Опыт, однако, показал, что у отводов с увеличенными площадями сечений наблюдается интенсивный местный износ в начальных сечениях спирали, о котором говорилось выше. В результате при пониженных средних скоростях движения смеси в отводе снижается к. п. д. в расчетном режиме и ресурс отвода.

Причину местного износа можно установить, рассматривая зависимость отношения c_{u2}/u_2 от угла раскрытия спирали (рис. 80). для различных значений относительной подачи Q/Q_0 , где Q_0 — подача, соответствующая максимальному к. п. д.; c_u — окружная составляющая абсолютной скорости на радиусе, равном $1,03R_2$ [105]. Из рис. 80 видно, что в режимах недогрузки по подаче в районе языка спирали ($\theta = 17,8^\circ$) окружная скорость движения смеси существенно превышает среднее значение и близка к максимальной. Твердые частицы, приобретая здесь высокую скорость, изнашивают язык и смежные с ним боковые стенки отвода. Обладая высокой кинетической энергией, они бомбардируют радиальную стенку отвода в начальных сечениях и тем вызывают ее интенсивный износ.

За языком спирали вследствие высокого градиента скорости возникает зона отрыва потока, увеличивающая потери напора в отводе. При подачах, превышающих Q_0 , окружная скорость в начальных сечениях спирали минимальна и в районе языка образуются обратные токи смеси из отвода в горловину диффузора. В районе языка они вызывают местный износ боковых стенок отвода.

Если подача близка к оптимальной, скорость и давление не изменяются. Поэтому режим минимальных потерь с точки зрения износостойкости отвода можно рассматривать как наиболее благоприятный и среднюю скорость движения смеси в отводе принимать исходя из минимума потерь напора. Поскольку отклонения от этого режима в любую сторону влекут за собой повышение интенсивности износа отвода, важное значение имеет вопрос определения наиболее характерного режима работы грунтонасосной установки.

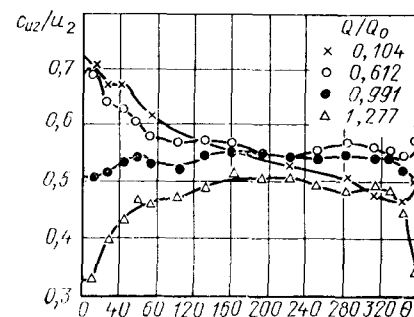


Рис. 80. График зависимости $c_{u2}/u_2 = f(\theta)$

Другой расчетной величиной отвода является радиус R_3 основной окружности отвода. Рекомендации по выбору R_3 весьма противоречивы. Многие авторы рекомендуют расположение языка отвода на расстоянии $(1,01—1,05) R_2$ [56, 15]. При этом площади сечений отвода отсчитывают от окружности радиуса R_2 , а зазор между языком и наружным диаметром лопастей по существу является технологическим.

В других случаях отсчет площадей сечений отвода ведут от основной окружности, причем технологический зазор, обусловленный конечной толщиной языка, также измеряют от основной окружности радиуса R_3 [84].

Если зазор между языком отвода и наружным диаметром колеса меньше некоторого минимального значения, то насос работает с шумами, а его к. п. д. уменьшается [84]. При слишком большом радиусе основной окружности к. п. д. также уменьшается.

Численное значение R_3 является функцией коэффициента быстроходности, причем у насосов средней быстроходности ($n_s = 150 \div 200$) она превышает R_2 минимум на 19—22%.

Подобную неоднозначность рекомендации по выбору радиуса основной окружности можно объяснить слабым влиянием R_3 на к. п. д. — наиболее важный параметр насосов для однородных жидкостей.

Для грунтовых насосов независимо от степени влияния R_3 на потери в спиральном отводе вопрос о выборе его значения является весьма важным. В частности, при отсчете площадей сечений от окружности радиуса R_2 даже при быстроходности 150—200 отвод будет иметь на большей части окружности кольцевую форму. При этом к. п. д. его будет на 2—3% ниже, чем у спирального отвода, а скорость движения смеси и интенсивность износа в основном сечении будут существенно выше.

При отсчете площадей сечений от основной окружности с учетом технологического зазора расстояние между языком и наружным диаметром колеса составит примерно 50% диаметра входа, что равно среднему размеру проходного сечения современных грунтовых насосов. Это позволяет без отступления от спиральной формы отвода и снижения к. п. д. обеспечить необходимые размеры проходных сечений.

Исследования, проведенные в ГИИВТе, показали, что диаметр основной окружности влияет и на износ начальных сечений спирального отвода. В экспериментальном насосе быстроходностью $n_s = 100$ увеличение диаметра начального круга от R_2 до $1,1R_2$ позволило снизить интенсивность местного износа радиальной стенки в начальных сечениях примерно в 2 раза. Дальнейшее увеличение R_3 до $1,25 R_2$ практически не оказало влияния на интенсивность изнашивания, но и не привело к снижению к. п. д.

Повышенную интенсивность изнашивания в начальных сечениях спирали при малом зазоре между колесом и языком можно объяснить следующим образом.

Через этот зазор в любом режиме работы насоса проходят присоединенные к вращающимся лопастям и дискам колеса массы смеси. При малом зазоре на языке спирали они создают высокий перепад давле-

ния, пульсирующий с лопастной частотой. Под действием этого перепада твердые частицы разгоняются до высокой скорости и, хотя скорость жидкости на коротком участке за языком спирали падает, твердые частицы, обладающие высокой кинетической энергией, достигают радиальной стенки отвода. Экспериментальные исследования свидетельствуют о том, что при радиусе расположения языка, равном $1,1R_2$ [109], перепад давления на коротком участке (по углу разворота спирали 20°) в оптимальном режиме уменьшается по отношению к перепаду при нулевой подаче лишь в 2 раза, т. е. остается весьма существенным. Возникающая при этом пульсирующая зона отрыва небольших размеров может служить дополнительным источником шума, однако едва ли оказывает заметное влияние на к. п. д. насоса. Тем не менее увеличение зазора между языком и наружным диаметром колеса с $0,1R_2$ до $0,3R_2$ путем его обрезки приводит к некоторому снижению потерь [109].

Влияние радиуса основной окружности, а точнее радиуса R_0 (рис. 79) на потери напора в отводе можно объяснить следующим образом. С одной стороны, увеличение R_0 влечет за собой рост потерь напора, вызванной тем, что часть жидкости циркулирует между языком и колесом. Можно допустить, что при $R_0 \simeq R_2$ максимальный путь частиц жидкости равен расстоянию от языка до горловины диффузора. При $R_0 > R_2$ часть жидкости, выходящей из колеса до языка спирали, начиная с некоторой точки C (см. рис. 79), проходит между языком и колесом. В результате максимальный путь частиц жидкости увеличивается на длину дуги CE . Соответственно возрастают и потери трения при движении жидкости в отводе.

С другой стороны, средняя скорость движения жидкости в отводе, соответствующая минимуму потерь напора, всегда меньше скорости c_{u2} . При $R_0 \simeq R_2$ скорость резко снижается от c_{u2} до c_3 (в связи с малым значением радиальной составляющей скорости она обычно не принимается во внимание при рассмотрении течения в отводе). Можно предположить, что при этом возникают потери «на удар». При $R_0 > R_2$ скорость жидкости до поступления в спиральную часть отвода снизится при движении в кольцевой части и потери «на удар» будут меньше. Следовательно, существует оптимальное значение R_0 , которому соответствует минимум суммы потерь трения и потерь «на удар».

Уравнение для расчета R_0 , соответствующего минимуму потерь в отводе, полученное для такой модели течения, имеет вид

$$\frac{\xi_c c_{u2}^2}{8(e^{2\pi \operatorname{tg} \alpha_2} - 1)} \left(1 + \frac{1}{R_0^2} + \frac{2}{R_0^3} \right) + \frac{c_{u2} c_3}{R_0^2} - \frac{c_{u2}^2}{R_0^3} + \frac{\xi_c c_3^2}{2} = 0, \quad (71)$$

$$\bar{R}_0 = R_0/R_2,$$

где ξ_c — коэффициент потерь в спиральной части отвода; α_2 — угол выхода потока из колеса (угол между векторами абсолютной и переносной скоростей).

Значение коэффициента потерь напора в отводе у насосов для однородных жидкостей составляет 0,16—0,25 [90, 91]. У грунтовых насо-

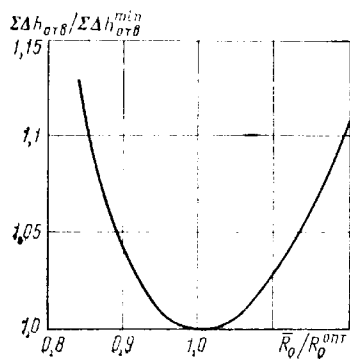


Рис. 81. Зависимость потерь напора в отводе от радиуса основной окружности

сов коэффициент можно принять равным 0,25 без учета потерь в диффузоре в связи с тем, что ширина отводов грунтовых насосов равна ширине колеса. В этом случае потери оказываются больше, так как жидкость, выходящая из колеса, соприкасается с неподвижными стенками. В широких отводах насосов для однородных жидкостей она контактирует со струями, сходящими с наружных сторон дисков.

Анализ уравнения (71) показывает, что с увеличением быстроходности насоса величина $\bar{R}_0^{opt}$ растет за счет увеличения угла α_2 и уменьшения отношения c_3/c_{u2} .

На рис. 81 представлена зависимость отношения потерь напора в отводе $\Sigma \Delta h_{отв}$ к минимальным потерям $\Sigma \Delta h_{отв}^{min}$ при $\bar{R}_0^{opt}$ от отношения $\bar{R}_0 / \bar{R}_0^{opt}$ для насоса с $n_s = 115$, откуда видно, что $\bar{R}_0$ слабо влияет на потери напора. Отклонение ее от оптимального значения на 20% вправо влечет за собой увеличение потерь в спиральной части отвода лишь на 11%, Снижение к. п. д. насоса при этом составит менее 1%. При таком увеличении $\bar{R}_0$ в грунтовом насосе любой быстроходности будет получено расстояние между языком и наружным диаметром колеса не меньше чем размер проходного сечения. Применение кольцевых и полуспиральных отводов, как отмечалось выше, влечет за собой значительно большее снижение к. п. д. К тому же такие отводы уступают спиральным по износостойкости. В связи с этим целесообразность использования кольцевых и полуспиральных отводов является сомнительной.

Вероятно, рациональнее необходимое расстояние между языком отвода и колесом обеспечивать соответствующим выбором радиуса основной окружности, за пределами которой предусматривать спиральную часть. Это позволит повысить к. п. д. насоса и износостойкость отвода, но повлечет за собой увеличение массы и габаритов насоса. Поэтому, строго говоря, для окончательного выбора варианта отвода необходимо экономическое обоснование.

§ 39. Кавитация в грунтовых насосах

Кавитацией называют нарушение сплошности потока жидкости под действием растягивающих напряжений, сопровождающееся образованием в ней паровых или газовых полостей, которые появляются при пониженных давлениях в результате вскипания жидкости или выделения растворенного в ней газа. Обычно эти процессы происходят одновременно. В большинстве случаев выделение газа из раствора не иг-

рает существенной роли и приходится иметь дело с паровой кавитацией. О ней и пойдет речь ниже.

Давление, при котором возникает кавитация, зависит от физических свойств жидкости и может изменяться в довольно широких пределах. Однако обычно жидкость находится в таком состоянии, что не выдерживает каких-либо растягивающих напряжений. При этом условии критическим давлением, при котором начинается кавитация, является давление насыщенных паров p_n при данной температуре.

При паровой кавитации в лопастных насосах наблюдаются следующие явления:

разрушение стенок канала. При конденсации пузырьков, попадающих в область высокого давления, происходит столкновение частиц, движущихся от периферии к центру, сопровождающееся мгновенным местным повышением давления. Если захлопывание пузырька происходит на стенке канала или вблизи ее, поверхность разрушается и появляется так называемая кавитационная эрозия;

повышение шума и вибрации установки;
снижение характеристик насоса.

В центробежных насосах паровая кавитация обычно начинается на тыльной стороне лопасти вблизи входной кромки, где из-за местного увеличения скорости потока (см. рис. 75, б) давление минимально.

Минимальное давление жидкости на тыльной стороне входного участка лопасти зависит от давления во всасывающем патрубке насоса, гидравлических потерь в подводящем устройстве и местной скорости движения жидкости. Давление во всасывающем патрубке перед входом в колесо определяется из уравнения Бернулли

$$\frac{p_B}{g\rho} = \frac{p_A}{g\rho} - z_B - \frac{c_B^2}{2g} - h_B, \quad (72)$$

где p_A , p_B — давление соответственно атмосферное и во всасывающем патрубке, Па; z_B — геометрическая высота всасывания, м; c_B — скорость во всасывающем патрубке, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; h_B — потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Разность энергии единицы массы жидкости на входе в насос и энергии единицы массы паров называют кавитационным запасом Δh . Согласно определению

$$\Delta h = \frac{p_B}{g\rho} + \frac{c_B^2}{2g} - \frac{p_n}{g\rho}. \quad (73)$$

С учетом уравнения (73)

$$\Delta h = \frac{p_A}{g\rho} - z_B - h_B - \frac{p_n}{g\rho}.$$

Если вся величина энергии на входе $\frac{p_A}{g\rho} + \frac{c_B^2}{2g}$ будет преобразована в кинетическую энергию в данной точке потока и израсходуется на преодоление сопротивления на пути от всасывающего патрубка,

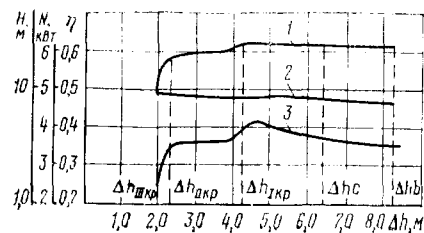


Рис. 82. Кавитационная характеристика грунтового насоса

чают кавитационные характеристики. Кавитационная характеристика представляет собой зависимость к. п. д. (кривая 1), мощности (кривая 2) и напора (кривая 3) при постоянных частоте вращения и подаче от кавитационного запаса (рис. 82).

В зависимости от особенностей геометрии проточной части колеса кавитационные характеристики различны. В общем случае при высоких значениях Δh кавитации нет, напор и мощность не зависят от Δh . При некотором значении Δh в насосе, обычно на тыльной стороне лопастей, развивается местная кавитация, следствием которой может быть некоторое снижение напора и к. п. д. Этому режиму соответствует так называемый первый критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}^I$. При дальнейшем уменьшении Δh зона местной кавитации постепенно растет.

При некотором значении Δh область кавитации распространяется на весь межлопастный канал, что приводит к резкому уменьшению напора и к. п. д. Этому явлению соответствует второй критический кавитационный запас $\Delta h_{кр}^{II}$.

Величины $\Delta h_{кр}^I$ и $\Delta h_{кр}^{II}$ являются характеристиками конкретного насоса. Обычно в результате кавитационных испытаний получают их зависимость от подачи и наносят на общую графическую характеристику насоса.

Изложенная модель развития кавитации в центробежных насосах является весьма упрощенной.

Исследования кавитационных характеристик грунтовых и обычных насосов с уменьшенным числом лопастей показали, что на их кавитационных характеристиках имеется зона неустойчивых режимов работы. Эта зона располагается между критическими значениями $\Delta h_{кр}^I$ и $\Delta h_{кр}^{II}$. Она тем больше, чем при прочих равных условиях меньше густота решетки. Исследования показали также, что у насосов с редкими решетками лопастей рабочего колеса при уменьшении кавитационного запаса до $\Delta h_{кр}^I$ напор и к. п. д. возрастают.

Отмеченные особенности кавитационных характеристик насосов с малой густотой решетки лопастей рабочих колес вызвали необходимость в визуальных исследованиях развития в них кавитации. Такие исследования были выполнены в лаборатории насосов ГИИВТа. Они, а также анализ материалов, полученных другими авторами по визуаль-

то давление в этой точке понизится до давления насыщенных паров и в ней возникнет кавитация. Запас Δh , при котором начинается кавитация в насосе, называется критическим.

О возникновении кавитации судят по влиянию ее на характеристики насоса, поэтому для определения критических значений Δh проводят кавитационные испытания, в результате которых полу-

ному изучению кавитации в колесах с редкими решетками, позволили установить следующие виды и фазы кавитации.

1. Кавитация в вихрях зон отрыва потока — вихревая кавитация. Она наблюдается в режимах работы насоса с отрывом потока на входных кромках лопастей рабочего колеса с тыльной стороны. В центрах срывающихся с входной кромки вихрей давление понижено, и в них появляются первые паровые полости. Визуально нельзя различить отдельные полости, поэтому вихревую кавитацию обнаруживают по тому, что вихревые зоны «светлеют» и становятся видимыми.

Вихревая кавитация обычно не сказывается на характеристиках насоса и не вызывает значительного увеличения шума. Момент возникновения вихревой кавитации зависит от интенсивности и размеров зоны отрыва. Они в свою очередь определяются относительной густотой решетки $\bar{\tau} = \tau/\tau_0$. При малом значении $\bar{\tau}$ кавитационный запас, при котором наступает вихревая кавитация, превышает $\Delta h_{кр}^I$ в несколько раз.

2. Кавитация в виде стационарной полости, присоединенной к лопасти на тыльной стороне, — струйная стационарная кавитация с четкой границей раздела фаз. Эта стадия кавитации характерна также для сильно нагруженных, но достаточно длинных лопастей, благодаря чему хвостовая часть кавитационной каверны замыкается на поверхности лопасти. Такие условия характерны для грунтовых насосов малой и средней быстроходности.

Режим струйной стационарной кавитации вызывает повышение напора, к. п. д. и мощности. Такое необычное влияние кавитации на характеристику можно объяснить тем, что по мере развития паровой полости максимальная скорость на входных участках лопастей уменьшается [102]. Вследствие этого снижается степень диффузорности потока и толщина пограничного слоя на конце лопастей. Последнее влечет за собой уменьшение стеснения потока на выходе и снижение потерь. То и другое способствуют увеличению напора. Другой причиной повышения к. п. д. может являться вытеснение части вихревой зоны на тыльной стороне лопастей паровой полостью, вследствие чего исчезают потери, связанные с поддержанием и обновлением вихрей. В результате насосы с колесами, имеющими малое число лопастей, обладают неоднозначной характеристикой в области слабо развитой кавитации. В этой стадии кавитации шум несколько возрастает.

3. При дальнейшем снижении кавитационного запаса струйная стационарная кавитация переходит в нестационарную с периодическим отрывом полостей и замыканием их в межлопастном канале. Этот процесс сопровождается резким повышением уровня шума, а иногда и появлением характерного треска и увеличением вибрации.

Поскольку полости захлопываются вблизи выхода из колеса, падает напор насоса. Кривая мощности ведет себя по-разному, чаще мощность возрастает. Нестационарная струйная кавитация характеризуется резкими колебаниями параметров работы насоса с умеренной частотой. Она наблюдается в колесах с сильно нагруженными лопастями и особенно четко выражена в насосах с отрывным обтеканием входных

кромок лопастей. Исследования показали, что зона нестационарной струйной кавитации на кавитационных характеристиках и соответствующий ей диапазон режимов неустойчивой работы тем больше, чем меньше τ .

Началу нестационарной струйной кавитации соответствуют первый критический режим и первый критический кавитационный запас $\Delta h_1^{кр}$, фиксируемые по некоторому снижению характеристики насоса.

4. При некотором значении Δh паровые полости появляются одновременно по всей ширине межлопастного канала на входе вблизи ведомого диска. Начинается резкое падение напора. Именно этот режим следует считать вторым критическим кавитационным режимом. Связывать второй критический режим с падением к. п. д. на 2%, как это обычно делается, не следует, поскольку в колесах с отрывным обтеканием входных кромок лопастей такое снижение к. п. д. может иметь место вблизи первого критического режима.

Вскоре после начала резкого падения напора область образования паровых полостей распространяется на всю глубину межлопастного канала и наступает срывной режим, в котором напор стремится к нулю. В этой стадии кавитации паровые полости возникают и исчезают по всему межлопастному каналу. Наблюдается низкочастотный шум. Вода в отводе «светлеет». Этот режим принято называть режимом суперкавитации. Соответствующее ему значение кавитационного запаса обозначают $\Delta h_{II}^{кр}$.

Изложенный характер развития кавитации соответствует режимам работы насоса с положительными углами атаки потока при обтекании лопастей рабочего колеса. Не для всех насосов можно различить все перечисленные стадии кавитации. Например, у тихоходных насосов со слабо нагруженными лопастями вихревая кавитация не наблюдается, а все три критических режима соответствуют близким значениям Δh . В них обычно отмечают только второй критический режим.

Особенность развития кавитации в грунтовых насосах состоит в том, что у них четко выражены все перечисленные стадии развития кавитации.

На рис. 82 представлена кавитационная характеристика модельного грунтового насоса с диаметром всасывающего патрубка 100 мм, с трехлопастным рабочим колесом при подаче 0,333 м³/с. На ней отмечены все критические значения кавитационного запаса. Вихревая кавитация в колесе наблюдалась при весьма больших Δh , свыше 8 м. По мере ее развития наблюдалось некоторое повышение напора. С уменьшением Δh до Δh_c на тыльной стороне лопасти появилась паровая каверна, которая постепенно увеличивалась. При этом напор насоса и к. п. д. также возрастали. При дальнейшем снижении Δh до $\Delta h_1^{кр}$ стационарный режим перешел в нестационарный, что сопровождалось снижением параметров, появлением треска и усилением вибрации. Показания приборов стали нестабильными.

Дальнейшее снижение Δh до $\Delta h_{II}^{кр}$ практически не влияло на параметры, однако мощность несколько возрастала. При $\Delta h_{II}^{кр}$ началось рез-

кое снижение параметров, треск прекратился и насос быстро перешел в режим суперкавитации.

Первый или второй критический кавитационный запас принимают за наименьшую допустимую величину $\Delta h_{доп}$, при которой возможна эксплуатация насоса. Если за нее принять $\Delta h_1^{кр}$ при четко выраженном режиме Δh_1 , то рабочее колесо будет подвержено разрушению. Однако на это идут, особенно в насосах периодического действия. Нестационарная струйная кавитация характерна для колес с отрывным обтеканием входных кромок лопастей колеса, которое в насосах для однородных жидкостей можно избежать правильным выбором геометрии решетки лопастей. Приведенные в ГИИВТе испытания показали, что при отсутствии в колесе зон отрыва потока на входных кромках лопастей режимы $\Delta h_1^{кр}$ и $\Delta h_{II}^{кр}$ совмещаются.

В грунтовых насосах не всегда удастся обеспечить безотрывное обтекание лопастей. Впрочем, к этому и не стремятся, полагая, что кавитационный износ при наличии абразивного особой роли не играет. Но дело не только в износе. Колебания подачи, которые наблюдаются в режиме нестационарной струйной кавитации, при перекачке гидросмесей высокой концентрации вызывают забой трубопровода. В этих условиях второй критический кавитационный запас становится нереализуемым и фактические кавитационные свойства насоса характеризуются первым критическим кавитационным запасом, который оказывается тем больше, чем меньше единицы величина τ .

Критический кавитационный запас можно определить из уравнения

$$\Delta h_{кр} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{w_1^2}{2g}. \quad (74)$$

Поскольку при отсутствии подкрутки потока на входе ($c_{u1} = 0$) $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2$, то можно записать

$$\Delta h_{кр} = (1 + \lambda_{кр}) \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_{кр} \frac{u_1^2}{2g}, \quad (75)$$

где $\lambda_{кр}$ — критическое число кавитации.

Критическое число кавитации зависит от скоростей движения жидкости, на которые в свою очередь влияют многие факторы. Поэтому аналитическое определение $\lambda_{кр}$ не представляется возможным и его получают экспериментально.

Исследования, выполненные во Всесоюзном институте гидромашиностроения [89], показали, что $\lambda_{кр}$ в широком диапазоне изменения параметров насоса и геометрии колеса можно рассматривать как функцию отношения c_1/u_1 .

В ГИИВТе была проведена серия испытаний модельного грунтового насоса с трехлопастным рабочим колесом, различной шириной и диаметром входа. На рис. 83 показаны результаты обработки материалов испытаний. Они соответствуют режиму сеперкавитации, т.е. $\lambda_{II}^{кр}$, диапазону изменения относительной ширины лопастей $b/D_1 = 0,41 \div 0,67$ и углам атаки $0-25^\circ$. Из рисунка видно, что, несмотря на неизбеж-

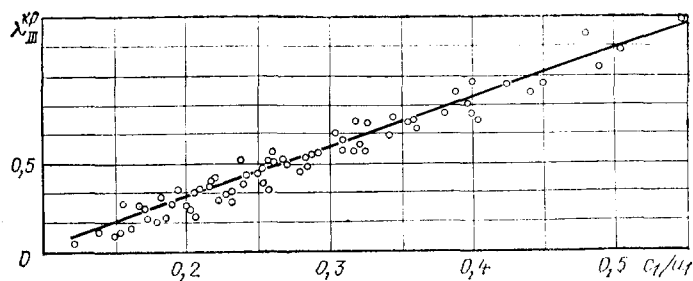


Рис. 83. График зависимости $\lambda_{III}^{кр} = f(c_1/u_1)$

ный для такого сложного явления разброс точек, зависимость $\lambda_{III}^{кр} = f(c_1/u_1)$ достаточно четко выражена. Ее можно аппроксимировать уравнением прямой

$$\lambda_{III}^{кр} = 0,06 + 1,68 \frac{c_1}{u_1} \quad (76)$$

и использовать для предварительной оценки $\Delta h_{III}^{кр}$.

Известно, что на запас $\Delta h_{III}^{кр}$ существенно влияет значение диаметра D_1 . Существует мнение [5], что некоторому реальному значению D_1 соответствует минимальное значение $\Delta h_{III}^{кр}$. Такой результат получается при исследовании на минимум уравнения (75) для фиксированных значений λ . Однако согласно рис. 83 и данным работы [89] эта величина является функцией c_1/u_1 . При исследовании на минимум уравнения (75) с подстановкой полученной функции $\lambda_{III}^{кр} = f(c_1/u_1)$ оказывается, что оптимальное с точки зрения критического кавитационного запаса значение D_1 в несколько раз больше того, которое обычно принимают. Поэтому увеличение D_1 в пределах достоверности результатов по $\lambda_{III}^{кр}$ влечет за собой снижение $\Delta h_{III}^{кр}$. Вместе с тем увеличение D_1 , как правило, связано со снижением износостойкости проточной части колеса и уплотнения, а также уменьшением густоты решетки, что для грунтовых насосов нежелательно.

Обычно диаметр рассчитывают по формуле $D_1 = k_1 \sqrt{Q/n}$, где Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; n — частота вращения, мин^{-1} . Коэффициент k_1 является функцией $\lambda_{кр}$. Исследования показывают, что увеличение k_1 свыше 3,6—3,8 не приводит к заметному уменьшению $\Delta h_{III}^{кр}$ грунтовых насосов. Однако в каждом конкретном случае при расчете D_1 полезно оценить его влияние на критический кавитационный запас, что можно сделать по формулам (75) и (76).

Критический кавитационный запас насосов с геометрически подобными подводом и входом в рабочее колесо характеризуется равенством так называемого кавитационного коэффициента быстроходности, для которого получена формула

$$c = \frac{n \sqrt{Q}}{(\Delta h_{кр}/10)^{3/4}}$$

Коэффициент c для срывных режимов, т. е. для $\Delta h_{III}^{кр}$ современных грунтовых насосов составляет 900—1100. Верхние значения относятся к крупным насосам с малыми значениями относительной толщины лопастей и углов атаки.

§ 40. Характеристики грунтовых насосов

Под характеристикой центробежного насоса понимают графическую зависимость напора, мощности, к. п. д. и допускаемой вакуумметрической высоты всасывания или критического кавитационного запаса от подачи при постоянной частоте вращения.

Грунтовые насосы обычно испытывают на воде. Для этих условий и строят их характеристики. При расчетах режимов работы грунтонасосных установок необходимо иметь характеристики для гидросмеси тех или иных свойств, для получения которых используют различные формулы пересчета характеристик с воды на гидросмесь.

Пока не разработано общепризнанного метода пересчета характеристик, так как ни один из предложенных методов не описывает всех наблюдаемых вариантов изменения параметров насосов при переходе с воды на гидросмесь. Исключительная сложность движения твердых частиц в проточной части насоса не позволяет надеяться, что в ближайшее время будет разработана общая методика. Изложенные ниже выводы распространяются только на грунтовые насосы с подачей свыше $0,15 \text{ м}^3/\text{с}$ и гидросмеси с преобладающим содержанием песка, т. е. частиц крупностью менее 2 мм.

Известный экспериментальный материал свидетельствует о том, что мощность N , потребляемая насосом на гидросмеси при постоянной подаче, возрастает пропорционально плотности

$$N = N_{в\rho/\rho_0}, \quad (77)$$

где $N_{в}$ — мощность на воде.

Мощность насоса:

на гидросмеси

$$N = \rho g H Q / \eta, \quad (78)$$

на воде

$$N_{в} = \rho_0 g H_{в} Q / \eta_{в}. \quad (79)$$

Поделив (78) на (79), получим

$$H/H_{в} = N \eta \rho_0 / N_{в} \eta_{в} \rho.$$

С учетом (77) можно записать

$$H = H_{в} \eta / \eta_{в}. \quad (80)$$

Таким образом, для пересчета характеристик достаточно знать отношение $\eta/\eta_{в}$.

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что к. п. д. насоса снижается с увеличением ρ . Анализ природы и возможного

диапазона изменения механических потерь и объемных утечек позволяет сделать вывод о том, что объемный и механический к. п. д. или не изменяются с переходом с воды на гидросмесь, или изменяются в таких пределах, что не могут заметно повлиять на характеристики насоса.

В таком случае $\eta/\eta_v = \eta_g/\eta_{gv}$, где η_g и η_{gv} — гидравлический к. п. д. соответственно для гидросмеси и воды. Следовательно, задача пересчета характеристик сводится к определению отношения гидравлических к. п. д.

Относительная скорость движения жидкости в проточной части насоса обычно составляет 10 м/с. Поэтому можно предположить, что поток жидкости в межлопастных каналах колеса и отводе настолько турбулизован, что твердые частицы до указанного предела крупности находятся во взвешенном состоянии и перемещаются вместе с потоком воды. В этом случае потери напора на трение и смещение жидкости будут одинаковы на воде и гидросмеси.

Однако при движении гидросмеси возможен еще один вид потерь, связанный с преобразованием энергии в отводе насоса. Известно, что в отводе и в диффузоре часть кинетической энергии преобразуется в давление. Такое преобразование возможно только для жидкости, подчиняющейся закону сохранения энергии в форме уравнения Бернулли.

Движение твердых частиц не подчиняется этому закону. Они могут преобразовать свою энергию через несущую среду, увеличивая в процессе торможения ее кинетическую энергию. Затем уже жидкостью эта дополнительная энергия может быть преобразована в потенциальную. Вероятно, к. п. д. процесса такого двойного преобразования весьма низок, так что кинетической энергией, возвращенной твердыми частицами, можно пренебречь.

При этом условии получим [61]

$$\eta_g/\eta_{gv} = \eta/\eta_v = r + (1 - r) \rho_0/\rho,$$

где r — степень реактивности насоса.

Значение r для грунтовых насосов возрастает от 0,7 до 0,8 с увеличением n_s от 80 до 200.

Таким образом, пересчет характеристик грунтового насоса с воды на гидросмесь можно выполнять по следующим формулам:

$$N = N_v \frac{\rho}{\rho_0}; \quad H = H_v \frac{\eta}{\eta_v};$$

$$\eta = \eta_v \left[r + (1 - r) \frac{\rho_0}{\rho} \right].$$

Как отмечалось выше, эти формулы применимы для насосов с большой подачей и гидросмесей с преобладающим содержанием твердой фракции крупностью менее 2 мм.

Экспериментальные исследования показывают, что с увеличением относительной крупности частиц параметры работы грунтовых насосов на гидросмеси, в том числе и мощность, изменяются иначе. Поэтому

был сделан вывод [5] о том, что при некоторой относительной крупности из-за больших ускорений в каналах рабочего колеса твердые частицы перестают двигаться вместе с потоком воды, а движутся относительно него. При этом потери в колесе возрастают. Такая модель движения вполне вероятна, однако использование ее для количественного решения задачи затруднительно.

В основу пересчета кавитационных характеристик положен вывод результатов экспериментальных исследований, согласно которому критические кавитационные запасы $\Delta h_{кр}$, измеренные в метрах столба перекачиваемой жидкости, одинаковы на воде и в гидросмеси, т. е. $\Delta h_{доп} = \Delta h_{доп}^в$, где $\Delta h_{доп}$, $\Delta h_{доп}^в$ — допустимый кавитационный запас соответственно для гидросмеси и воды.

Всасывающую способность грунтового насоса принято характеризовать допускаемой вакуумметрической высотой всасывания $H_{доп}^{вак}$.

При всасывании жидкости из резервуара или водоема, находящихся под атмосферным давлением,

$$H_{доп}^{вак} = \frac{p_a - p_{п}}{g\rho} - \Delta h_{доп}^в. \quad (81)$$

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для воды

$$H_{доп}^{вак, в} = \frac{p_a - p_{п}}{g\rho_0} - \Delta h_{доп}^в. \quad (82)$$

Из выражений (81) и (82) получим уравнение для пересчета кавитационной характеристики с воды на гидросмесь

$$H_{доп}^{вак} = H_{доп}^{вак, в} + \frac{p_a - p_{п}}{g\rho_0} \left(\frac{\rho_0}{\rho} - 1 \right).$$

Из этого уравнения видно, что с увеличением плотности гидросмеси допустимая вакуумметрическая высота всасывания уменьшается.

Что касается характеристики грунтовых насосов для воды, то она мало отличается от аналогичной характеристики обычного центробежного насоса такой же быстроходности. Особенностью напорной характеристики является ее стабильность во всем диапазоне подач независимо от быстроходности насоса. Стабильность ее (отсутствие западающего участка при малых подачах) является следствием малого числа лопастей рабочего колеса.

На рис. 84 показана характеристика модернизированного насоса 80 МП, который изготавливается по разработкам ГИИВТа. Насос име-

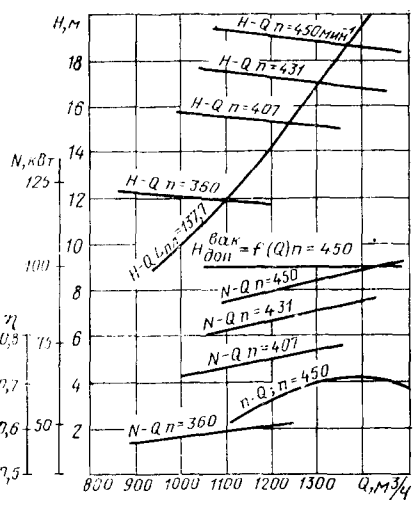


Рис. 84. Характеристика грунтового насоса землесоса проекта 246В

ет спиральный корпус и рабочее колесо с тремя лопастями двойной кривизны на входе. Характеристика дана для различных частот вращения. На ней нанесена характеристика штатного грунтопровода землесоса проекта 246В.

§ 41. Характеристики и режимы работы грунтонасосных комплексов

Выше шла речь о характеристиках грунтовых насосов при постоянной частоте вращения. Примерно по таким характеристикам во всем диапазоне подач работают грунтовые насосы, приводимые электродвигателями переменного тока. Из характеристики насоса для воды (см. рис. 84) видно, что его мощность существенно зависит от подачи и плотности гидросмеси. В свою очередь мощность и частота вращения, развиваемые дизелем в пределах допустимых в эксплуатации режимов, взаимосвязаны и определяются скоростными характеристиками. Поэтому в условиях изменяющейся мощности дизель нельзя эксплуатировать при постоянной частоте вращения, если он не будет иметь большого запаса мощности, что нерационально. В результате действительная характеристика насоса включает в себя режимы с различной частотой вращения и отличается от характеристики при $n = \text{const}$. Для того чтобы определить ее, рассмотрим скоростную характеристику дизеля.

Скоростная характеристика представляет собой зависимость мощности, момента, расхода топлива и других показателей от частоты вращения.

На обобщенной скоростной характеристике дизеля (рис. 85) сплошными линиями заштрихована область $ABCD$ рекомендуемых длительных эксплуатационных режимов, которая ограничивается: сверху — ограничительной характеристикой 8 или 9; справа — номинальной частотой вращения 3 или регулярной характеристикой 4 номинальных оборотов; снизу — минимальными мощностями 5, рекомендуемыми для длительной работы, слева — частотой вращения 7, соответствующей минимальной эксплуатационной мощности.

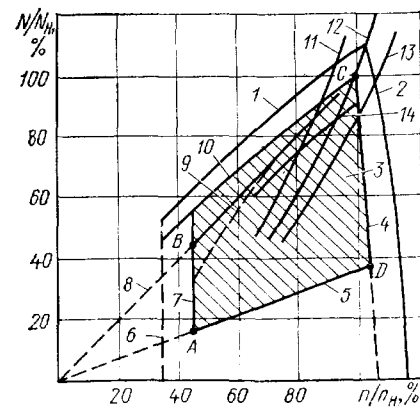


Рис. 85. Обобщенные характеристики дизеля

Заштрихована также область режимов между ограничительными характеристиками 8 или 9 и внешней частичной характеристикой 10. Цифрой 1 обозначена внешняя характеристика, 2 — регуляторная характеристика предельных частот вращения, 6 — характеристика минимально устойчивой частоты вращения.

Режимы, соответствующие кривым 4 и 5, могут быть получены при условии воздействия со стороны оператора на органы управления двигателем, например на пружину всережимного регулятора. Если же установить упор рейки топливных насосов двигателя так, что он будет соответствовать номинальной мощности, как часто и делается, то режимы работы будут автоматически устанавливаться на кривой 10, чему будет соответствовать характеристика 3 насоса.

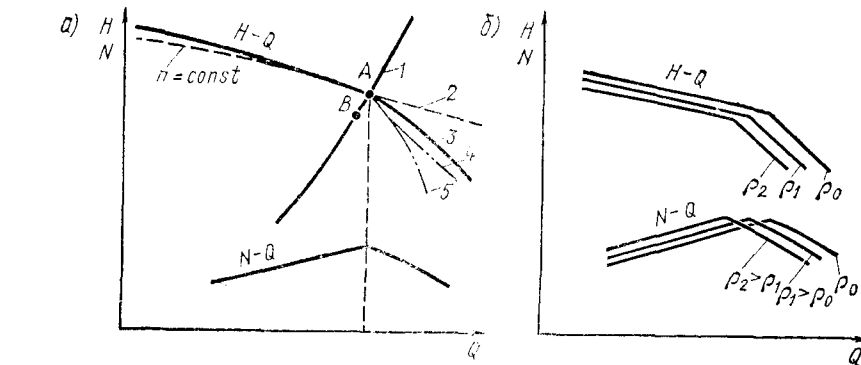


Рис. 86. Характеристики насоса

На обобщенной характеристике двигателя нанесены также три (11—13) насосных характеристики — зависимости мощности насоса от частоты вращения. Одна из них 12 проходит через точку N_n, n_n . Этой характеристике соответствует кривая 1 на рис. 86, а. Каждая насосная характеристика соответствует определенному грунтопроводу.

Исследования показывают, что для землесосов наиболее рациональным режимом эксплуатации является режим максимально возможной производительности. Она в свою очередь находится в прямой зависимости от подачи насоса, а подача — от частоты вращения. Поэтому режимы работы главных двигателей землесосов должны лежать на верхней и правой границе зон эксплуатационных режимов.

При любой характеристике, расположенной справа от кривой 12 (см. рис. 85), режимы работы будут лежать на регуляторной характеристике. Поскольку при уменьшении подачи мощность центробежного насоса снижается, частота вращения и напор насоса слева от точки A (см. рис. 86, а) будут выше, чем при постоянной частоте вращения.

При насосных характеристиках, расположенных слева от кривой 12 (см. рис. 85), рабочие режимы должны располагаться на ограничительной характеристике 8 или 9. При этом с увеличением подачи рекомендуемая длительная частота вращения и напор насоса будут снижаться по сравнению с работой при постоянной частоте вращения тем существенней, чем круче ограничительная характеристика (кривые 4 и 5, рис. 86, а).

Режимы, соответствующие кривым 4 и 5, могут быть получены при условии воздействия со стороны оператора на органы управления двигателем, например на пружину всережимного регулятора. Если же установить упор рейки топливных насосов двигателя так, что он будет соответствовать номинальной мощности, как часто и делается, то режимы работы будут автоматически устанавливаться на кривой 10, чему будет соответствовать характеристика 3 насоса.

Таким образом, действительная напорная характеристика насоса, приводимого дизелем, обеспечиваемая автоматически штатным всережимным регулятором, имеет вид сплошной линии на рис. 86, а.

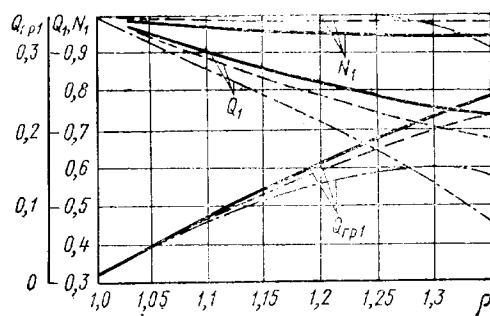


Рис. 87. Характеристика грунтонасосного комплекса землесоса проекта 324

тановить упор рейки топливных насосов на меньшую подачу, при которой частичная внешняя характеристика 14 в пределах возможной при эксплуатации частоты вращения проходила бы ниже кривой 9 (см. рис. 85).

При этом вид характеристики насоса не изменится, но она будет проходить через некоторую точку *B*, расположенную ниже точки *A* (см. рис. 86, *a*). Здесь же показана кривая $N=Q$, соответствующая напорной характеристике 2—3. Если насос работает на грунте, то его характеристика меняется. Вид характеристики, соответствующей различной плотности смеси, показан на рис. 86, *б*.

Совместное решение уравнений характеристик насоса и трубопровода для различных значений плотностей позволяет получить характеристики грунтонасосного комплекса — зависимости подачи по смеси, производительности по грунту и мощности от плотности гидросмеси.

Характеристики грунтонасосного комплекса $Q_1 = Q/Q_v$; $Q_{гр1} = Q_{гр}/Q_v$; $N_1 = N/N_v$, где $Q_v = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$, $N = 155 \text{ кВт}$ (рис. 87), позволяют оценить производительность, которую может развить землесос в тех или иных условиях эксплуатации.

Исследования показали, что зависимость производительности по грунту от плотности $Q_{гр} = f(\rho)$ имеет максимум, соответствующий тем меньшему значению плотности, чем крупнее грунт (меньше значение $\sqrt{c_{хсп}}$). Эксплуатация землесоса в режимах, расположенных справа от экстремума кривой $Q_{гр} = f(\rho)$, сопровождается накоплением грунта в трубопроводе и его забоем [62].

Если режим максимальной производительности может быть достигнут по условиям грунтозабора, то он и является оптимальным режимом работы грунтонасосного комплекса. Его можно приближенно определить с помощью расходомера. Как видно из рис. 87, кривые $Q_1 = f(\rho)$ близки к прямым. Легко показать, что в случае линейной зависимости Q от ρ максимум кривой $Q_{гр} = f(Q)$ соответствует половине отрезка, отсекаемого прямой на оси ординат, т. е. половине подачи насоса на воде. Следовательно, относительная подача по смеси $Q_1 = Q/Q_v$, соответствующая максимальной производительности землесоса по грунту, равна 0,5 независимо от крупности грунта [на-

клона прямой $Q_1 = f(\rho)$. Таким образом, относительная подача по смеси Q_1 может быть использована в качестве регулируемого параметра в системах автоматического регулирования процесса грунтозабора, а расходомер — в качестве основного прибора при ручном управлении грунтозабором.

Подача и мощность грунтового насоса для мелкого песка указаны на рис. 87 сплошной линией, для песка средней крупности — штриховой, а для крупного песка — штрихпунктирной.

§ 42. Гидроабразивное изнашивание деталей грунтовых насосов

Контактируя с гидросмесью, детали насоса подвергаются изнашиванию твердыми частицами, находящимися в потоке. По характеру взаимодействия с гидросмесью все детали и поверхности насоса можно разделить на две группы: детали и поверхности, образующие проточную часть насоса, — лопасти и внутренние стороны дисков рабочего колеса, отвод, всасывающий патрубок; детали и поверхности уплотнений — бронедиски, наружные поверхности дисков колеса, кольца, манжеты, защитные рубашки вала или ступицы и т. п.

Наиболее быстроизнашивающаяся деталь — рабочее колесо в зависимости от условий работы выходит из строя вследствие износов поверхностей проточной части или уплотнения. Ресурс отвода определяется интенсивностью изнашивания проточной части, так как он обычно не имеет поверхностей, существенно влияющих на работу уплотнений.

Интенсивность гидроабразивного изнашивания зависит от большого числа факторов, степень влияния которых недостаточно изучена для количественной оценки, и будет рассмотрена только качественно. В общем случае износ деталей определяется свойствами смеси, параметрами потока и качеством материала деталей.

Относительная твердость частиц оказывает большое влияние на интенсивность абразивного изнашивания. Хотя твердость металла не является абсолютным критерием износостойкости, однако установлено, что износ становится интенсивным, когда твердость частиц превышает твердость материала. Если же твердость частиц ниже твердости материала, износ практически не наблюдается.

Твердость кварца по шкале Мооса равна 7—8 ед., что соответствует твердости по шкале Бринелля 700—1000 ед. Следовательно, резкое снижение износа может быть получено при твердости материала выше 700 ед. по шкале Бринелля. Наибольшее влияние на износостойкость материала оказывает твердость его в диапазоне 0,77—0,56 твердости материала частиц. Дальнейшее снижение твердости материала мало сказывается на снижении интенсивности изнашивания.

Существенное влияние на износ оказывают крупность частиц и их форма. Характер движения крупных частиц в проточной части существенно иной по сравнению с мелкими, потому проследить зависимость износа только от крупности не удастся. Считают [49], что с увеличением крупности до 6 мм износ интенсивно возрастает, затем в диапазоне крупности 6—20 мм интенсивность увеличения износа снижа-

ется, а при дальнейшем увеличении крупности — вновь увеличивается. Согласно зарубежным источникам [110], наблюдается пропорциональная зависимость интенсивности изнашивания от крупности твердых частиц.

Форма частиц характеризуется количеством и геометрией выступов, радиусами их скругления. Частицы с острыми выступами могут при прочих равных условиях резко повысить интенсивность изнашивания. С увеличением концентрации смеси износ возрастает, но не пропорционально ей, а в несколько меньшей мере.

Факторами, которые определяются характеристиками потока и оказывают основное влияние на износ, являются угол встречи твердых частиц с изнашиваемой поверхностью (угол атаки) и скорость.

Угол атаки по-разному влияет на износ материалов с различными механическими свойствами. Материалы с высокой твердостью имеют наибольшую интенсивность изнашивания при углах атаки около 90° ; сравнительно пластичные материалы, например углеродистые стали, при углах $30-45^\circ$. Наибольший износ резин наблюдается при углах атаки менее 30° .

Основным фактором, определяющим интенсивность изнашивания, является скорость твердых частиц в момент контакта с изнашиваемой поверхностью. Эта скорость в основном определяется местной скоростью жидкости. Известно, что линейный износ пропорционален примерно третьей степени скорости, поэтому снижение скорости потока является основной задачей при выборе параметров насоса и проектировании проточной части.

Общие (средние по сечению) скорости потока на входе при заданной подаче определяются частотой вращения на выходе и в отводе — напором и быстроходностью насоса. В насосах с низким и средним напором эти скорости обычно превышают скорость в трубопроводах не более чем в 2 раза.

Толщина элементов деталей проточной части принимается в 8—10 раз большей, чем толщина стенок труб. Поэтому ресурсы деталей насоса и труб при условии, что местные скорости близки к средним, должны быть примерно одинаковыми. Однако они отличаются иногда в 10—20 раз. Следовательно, основную роль играют не средние скорости потока и обусловленный ими общий износ проточной части, а местные скорости и местный износ. Как правило, и то и другое является следствием неудовлетворительных гидравлических качеств проточной части.

При работе на смесях с крупными твердыми включениями наиболее интенсивному износу подвергаются входные кромки лопастей и ведущий диск вблизи входных кромок. При значительной крупности частиц этот износ определяет ресурс колеса, а износ других элементов и углов играет второстепенную роль.

Интенсивность изнашивания входных кромок обуславливается относительной скоростью ω_1 , а также числом частиц, входящих в контакт с входными кромками. Относительная скорость на входе в колесо при заданной подаче зависит от частоты вращения и положения входной кромки.

При условии пропорциональности ширины лопастей входному диаметру, что обычно имеет место, интенсивность износа входных кромок пропорциональна квадрату частоты вращения. Поэтому снижение частоты вращения является эффективным путем снижения износа входных кромок рабочего колеса. С уменьшением относительной скорости на входе снижается и интенсивность износа ведущего диска. По указанным причинам частоту вращения колес грунтовых насосов принимают меньшей, чем у насосов для однородных жидкостей.

Однако уменьшение частоты вращения у высоконапорных грунтовых насосов может привести к малым значениям коэффициента быстроходности, высоким скоростям смеси в отводе и повышенной интенсивности его износа. Поэтому применение насосов с $n_s < 60$ нежелательно. Необходимо также иметь в виду, что с уменьшением частоты вращения растут габариты, масса и стоимость насоса и изнашиваемых деталей.

При заданных подаче и частоте вращения относительная скорость входа зависит от радиуса расположения входной кромки. Рассмотрим, при каких условиях относительная скорость будет минимальной. Скорость ω_1 можно представить через абсолютную c_1 и окружную u_1 скорости, т. е. $\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2$.

При отсутствии направляющего аппарата на входе

$$c_1 = \frac{q}{\pi D_1 b},$$

где b — ширина лопасти, обычно принимается пропорциональной D_1 , т. е. $b = \varepsilon D_1$, где ε — коэффициент.

Диаметр D_1 рассчитывают по формуле

$$D_1 = k_1 \sqrt[3]{q/n} = k_1 D_q,$$

где D_q — так называемый единичный диаметр.

Тогда

$$c_1 = \frac{D_q n}{\pi k_1^2 \varepsilon}.$$

В свою очередь

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi k_1 D_q n}{60}.$$

Следовательно,

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{\pi^2 k_1^2 D_q^2 n^2}{60^2} + \frac{D_q^2 n^2}{\pi^2 k_1^4 \varepsilon^2}}.$$

Продифференцировав это уравнение по k_1 и приравняв производную нулю, получим следующую формулу для расчета k_1 , соответствующего минимуму ω_1 :

$$k_1 = 1,83 \varepsilon^{-\frac{1}{3}}. \quad (83)$$

У грунтовых насосов коэффициент ε составляет 0,4—0,6. Соответственно значение k_1 , при котором w_1 минимальна, будет 2,48—2,17. Выше отмечалось, что для обеспечения высоких антикавитационных качеств насоса значение k_1 для диаметра лопастей на входе у ведомого диска следует выбирать значительно большим. У современных грунтовых насосов $k_1 \geq 3,8$.

Вместе с тем зона наиболее интенсивного изнашивания входной кромки смещена обычно в сторону ведущего диска. Важно именно там обеспечить минимальные скорости входа w_1 , что можно достичь наклоном входной кромки по отношению к оси насоса.

Полученный выше результат относится к диаметру входа на средней линии тока. Именно для него справедлива использованная при выводе (83) формула для c_1 . При наклонном положении входной кромки меридиональную составляющую абсолютной скорости c_{m1} (в нашем случае c_1) принимают одинаковой по всей длине кромки. Поскольку при этом значения D_1 и u_1 вблизи ведущего диска будут меньше, то и относительная скорость у него будет меньше, чем на средней линии тока.

Если исходить из полученных выше значений k_1 для средней линии тока и значения $k_1 = 3,8$ для линии тока у ведомого диска, то для уменьшения относительной скорости целесообразно принимать большой угол наклона входной кромки (35—40°). Однако по другим причинам угол наклона входной кромки приходится ограничивать. В частности, большие углы атаки у цилиндрических лопастей и наклона входной кромки, как говорилось выше, могут явиться причиной обратных течений на входе, что повлечет за собой интенсивный местный износ ведомого диска и примыкающего к нему участка лопастей, а также снижение к. п. д.

Если насос проектируют для транспортировки только крупнозернистых гидросмесей, изнашиванием ведомого диска можно было бы пренебречь, так как обратные течения не могут вовлечь в движение наиболее крупные частицы, поэтому интенсивность изнашивания в зоне обратных токов будет меньше, чем в зоне основного потока. Вместе с тем обратные течения стесняют зону основного потока и способствуют сепарации крупных частиц у ведущего диска, в результате наклон входной кромки может не привести к снижению интенсивности износа.

По указанным причинам у цилиндрических лопастей не следует принимать угол наклона входной кромки более 7—12°, что обычно и делают на практике. Нередко входные кромки грунтовых насосов располагают параллельно оси. Значительный угол наклона входных кромок можно принимать у колес с лопастями двойкой кривизны. При этом угол безударного входа возрастает с уменьшением радиуса и при одинаковом угле атаки расстояние между лопастями на входе сохраняется примерно одинаковым на всех радиусах.

Интенсивность износа входных кромок, кроме относительной скорости, зависит также от количества твердых частиц, вступающих в контакт с ними. В связи с поворотом потока в колесе от осевого направления к радиальному относительно крупные твердые частицы дви-

жуются по иным траекториям, чем частицы несущей жидкости, и распределяются по потоку неравномерно. Большая их часть движется вблизи ведущего диска. Это приводит к увеличению интенсивности износа заднего диска и части примыкающих к нему входных кромок.

Исследования [39] показали, что неравномерность износа лопастей снижается с увеличением радиуса поворота потока. Поэтому для снижения неравномерности износа отношение радиуса ведомого диска R_v к диаметру входа D_1 рекомендуется принимать равным 0,45. Необходимо заметить, что при таком плавном повороте значительно увеличиваются осевой размер насоса и его масса. Усложняется также конструкция переднего уплотнения. Поэтому указанное значение R_v/D_1 следует считать максимально допустимым и предусматривать в насосах, специально проектируемых для крупнозернистых гидросмесей.

Сравнительно мелкие частицы относительно равномерно распределяются по ширине канала. Поэтому в универсальных грунтовых насосах можно принимать $R_v/D_1 = 0,2 \div 0,3$.

Интенсивность износа ведущего диска также зависит от скорости твердых частиц и числа взаимодействий с ними. При отрывном обтекании у тыльной поверхности лопасти вблизи входной кромки существует зона с высокой интенсивностью вихрей. Однако в этой зоне высокую скорость приобретают только сравнительно мелкие твердые частицы, которые не могут вызвать сильного износа. Основная масса крупных частиц движется в ядре потока, причем на границе зоны отрыва они так же, как жидкость, движутся с максимальной скоростью. Этим и обусловлен повышенный местный износ ведущего диска. Зона максимального износа направлена от тыльной стороны к рабочей стороне предыдущей лопасти и тем больше отклонена от тыльной поверхности, чем больше зона отрыва потока.

Подводя итог сказанному об износе входной кромки и заднего диска, можно сказать, что для снижения его интенсивности целесообразно: предусматривать плавный поворот потока от осевого направления к радиальному; увеличивать толщину входного участка лопасти; выполнять входную кромку наклоненной по отношению к оси; предусматривать входной участок лопасти с переменными углами; проектировать колесо из условия безотрывного обтекания входных кромок лопастей или с минимально возможными размерами зоны отрыва.

Износ проточной части отвода также определяется скоростями и концентрацией твердых частиц у изнашиваемых поверхностей. Правильный выбор средней скорости и диаметра основной окружности позволяет обеспечить примерно одинаковые скорости во всех сечениях отвода (см. § 38). При этом износ стенок отвода оказывается сравнительно равномерным во всех сечениях. Увеличение или уменьшение сечений спирали по сравнению с оптимальными, а также отклонение режима по отношению к расчетному приводят к перепаду давления на языке спирали и повышенным местным скоростям потока. Ими обуславливается местный износ.

Для грунтовых насосов характерна работа с переменной подачей, которая на одном объекте работ зависит от концентрации смеси, а на

разных объектах — от гранулометрического состава грунта. Поэтому для снижения местного износа и повышения к. п. д. необходимо делать отвод регулируемым. Регулирование можно обеспечить изменением положения языка и прилегающей к нему части радиальной стенки спирали. С уменьшением подачи зазор между языком и наружным диаметром колеса необходимо увеличивать, и наоборот. При этом регулирование может быть достигнуто стабилизацией минимального перепада давления в сечениях спирали перед языком и после него. Однако технически эта задача не решена. Поэтому геометрию отвода следует выполнять так, чтобы изменение режима работы как можно меньше сказывалось на увеличении перепада давления на языке спирали. Известно, что зависимость перепада давления от режима становится менее интенсивной при увеличенном радиусе скругления языка. Экспериментально установлено также [105], что перепад давления на языке и вызванная им радиальная сила уменьшаются, если начальный участок спирали выполнен кольцевым. Для уменьшения перепада давления на языке и местного износа в начальных сечениях спирали радиальную стенку отвода в пределах центрального угла $10\text{--}15^\circ$, считая от угла, на котором начинается язык, целесообразно располагать на одинаковом радиусе.

Увеличение местной скорости потока в отводе может быть обусловлено выступающими кромками люков и отверстий сливных пробок. Следует с особой тщательностью проектировать эти узлы, стремясь обеспечить точное сопряжение деталей, исключая выступы и углубления. По этой же причине нежелателен горизонтальный разъем внутренней облицовки корпуса, который обычно не удается выполнить без относительного смещения деталей из-за неточности изготовления и сборки.

Что касается концентрации твердых частиц, то она оказывается максимальной на периферии отвода. У радиальной стенки движутся наиболее крупные частицы, обуславливающие более интенсивный износ. При проектировании отвода радиальную стенку следует выполнять утолщенной, что обычно и предусматривают в насосах с кольцевыми и полуспиральными отводами.

В общем случае срок службы отводов примерно в 2 раза превышает срок службы колес в связи с несколько меньшими средними относительными скоростями движения смеси в отводах, а также из-за меньшей интенсивности местного износа.

При работе насоса на гидросмесьях с мелкой твердой фракцией долговечность переднего уплотнения оказывается значительно ниже долговечности колеса и отвода. Поэтому вопросы проектирования уплотнения требуют особого внимания. Переднее уплотнение грунтового насоса предотвращает перетекание смеси из отвода во всасывающий патрубок насоса через зазор между ведомым диском, горловиной колеса и неподвижными деталями, расположенными со стороны крышки.

Специальные испытания, поставленные в ГИИВТе с целью выявить влияние износа проточной части колеса на характеристики насоса, показали, что если абсолютная длина лопастей уменьшается незначительно, то износ практически не отражается на к. п. д. Поэтому

допустимый износ проточной части при работе на смесь с мелкой твердой фракцией может быть принят равным толщине стенок деталей. Допустимый износ переднего уплотнения весьма мал, так как перетекание смеси во всасывающий патрубок влечет за собой заметное снижение к. п. д. Исследования показали, что в результате износа уплотнений подача насоса может снизиться на $25\text{--}30\%$, а мощность возрасти на $15\text{--}20\%$.

Характер изменения параметров насоса с ростом утечек через переднее уплотнение поясняет рис. 88, где показаны значения подачи Q_1 и мощности N_1 до эксплуатации насоса, а также подача Q_2 и мощность N_2 при увеличении утечек на q_2 вследствие износа уплотнения. С увеличением утечек возрастает расход смеси через колесо, падает напор, а потребляемая мощность растет. По снижению параметров насоса устанавливают целесообразный срок его ремонта. Часто демонтаж насоса и замену деталей уплотнения вместе с колесом и передней крышкой производят при весьма умеренном износе проточной части.

Повышение надежности уплотнения позволяет обеспечить работу насоса в течение всего эксплуатационного периода практически без снижения к. п. д. Вместе с тем задача создания эффективной конструкции переднего уплотнения оказалась чрезвычайно сложной из-за того, что оно работает в условиях гидроабразивного износа, вибрации, биений, высокой скорости относительного перемещения уплотняемых поверхностей, а состояние их недоступно для визуального контроля.

Известны два способа повышения долговечности уплотнений: использование для уплотнения материалов, способных длительное время противостоять абразивному изнашиванию; предотвращение контакта деталей уплотнения с абразивными частицами путем промывки зазоров чистой водой. При первом способе получили распространение различные лабиринтные уплотнения с повышенным гидравлическим сопротивлением. Для уменьшения зазоров по мере износа деталей уплотнения предусматривают возможность перемещения деталей статора или осевого перемещения рабочего колеса. Обычно такие уплотнения оказываются недостаточно эффективными и их применяют в сравнительно небольших насосах, а также в случаях, когда попадание промывочной воды в перекачиваемую смесь является нежелательным. В насосах больших размеров, как правило, предусматривают промывку зазоров уплотнения водой, подающейся в полость между горловиной колеса и передней крышкой.

В уплотнении предусматривают два зазора — один со стороны напорной части насоса, другой — со стороны всасывания. В пространство между ними подается промывочная вода. Опыт показал, что при отсутствии перетекания

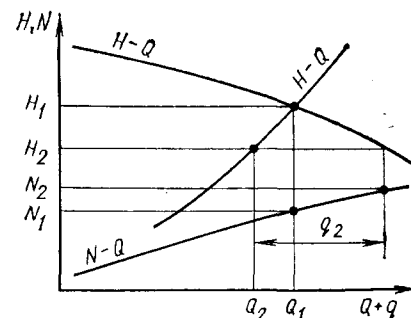


Рис. 88. Изменение параметров насоса с ростом объемных утечек

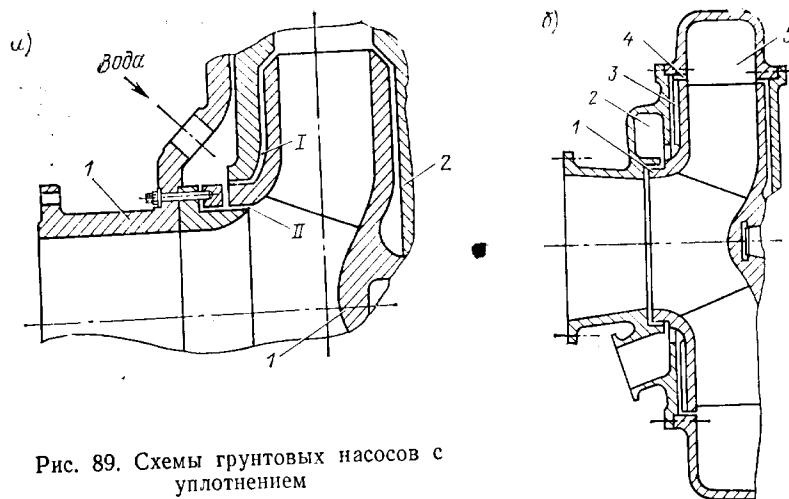


Рис. 89. Схемы грунтовых насосов с уплотнением

смеси из пазухи в горловину колеса 2 износ наружной стороны ведомого диска и бронедиска бывает несущественным. Исходя из этого, оба промываемых зазора стремятся разместить на минимально возможных диаметрах, а зазор, обращенный в сторону всасывающего патрубка 1, выполнить регулируемым (рис. 89, а).

Однако и такая конструкция обычно оказывается малоэффективной. Дело в том, что твердые частицы стремятся проникнуть в уплотнение через зазор I, в то время как перепад давления на зазоре II в несколько раз больше, и вода устремляется в этот зазор, который в промывке не нуждается. Наоборот, расход воды через зазор II эквивалентен объемным утечкам и чем он больше, тем ниже к. п. д. насоса. В результате лишь небольшая часть нагнетаемой воды выполняет полезные функции.

Если же по условиям эксплуатации оказывается возможным даже кратковременное попадание твердых частиц на детали, образующие зазор II, то обеспечить промывку зазора II можно только при большом запасе промывочного насоса по подаче и напору, что существенно снижает экономичность грунтонасосной установки.

Для повышения эффективности промывки зазоров стремятся уменьшить количество воды, поступающей во всасывающую полость насоса, за счет применения контактных уплотнений с разного рода резиновыми элементами.

Поскольку для надежной работы контактного уплотнения необходимо выполнить целый ряд условий, как правило, не выполняемых на практике, то резиновая манжета разрушается в начальный период эксплуатации. Более надежными оказываются бесконтактные регулируемые уплотнения зазора II (см. рис. 89, а), выполняемые в виде осевой щели. Однако они требуют большего расхода промывочной воды и своевременной регулировки зазора. Расход воды через зазор I зависит от его размеров, коэффициента расхода и перепада давления на зазоре.

В существующих конструкциях уплотнений количество воды, подаваемой на промывку зазоров, можно уменьшить увеличением их гидравлического сопротивления. Расход воды также снизится, если перепад давления между полостью, в которую подается промывочная вода, и полостью всасывания будет меньше.

Для того чтобы обеспечить минимальный перепад давления, необходимо создать разрежение перед зазором I со стороны поступления промывочной воды. В таком насосе (рис. 89, б) [65] промывочная вода не нагнетается в камеру, а всасывается вспомогательным рабочим колесом, образованным на наружной стороне ведомого диска 1 вспомогательными лопастями 3. Заборная вода поступает в подвод 2 и нагнетается вспомогательным насосом через зазор 4 в отвод 5, предотвращая обратное течение смеси. Необходимым условием работы рассмотренного уплотнения является превышение давления, развиваемого вспомогательным насосом, над давлением в отводе. Повышенное давление достигается увеличенными диаметром ведомого диска, числом и углом установки лопастей на выходе.

Модельные испытания, а затем опытная эксплуатация модернизированного грунтового насоса землесоса проекта 23-112 показали, что подобное уплотнение, являясь достаточно простым, при правильном выборе параметров вспомогательного насоса обладает достаточной долговечностью.

§ 43. Основы гидравлического расчета грунтовых насосов

Расчету насоса обычно предшествует определение коэффициента быстроходности, который дает общее представление о насосе, соотношении размеров рабочего колеса и позволяет выбрать прототип или модель,

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

где n — частота вращения, мин⁻¹; Q — подача, м³/с; H — напор, м. Внутренний диаметр горловины колеса

$$D_0 = k_0 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (84)$$

где $k_0 \approx k_1$ — коэффициент входного диаметра.

О выборе коэффициента k_1 говорилось выше. У современных грунтовых насосов он составляет 3,5—4,0. При более низких его значениях оказываются более рациональной конструкция переднего уплотнения и меньший износ входных элементов проточной части, однако снижается всасывающая способность. Если всасывающая способность не играет решающей роли, например в случае погружного расположения насоса, предпочтительнее нижнее значение k_1 . Увеличение k_1 свыше 3,8 для грунтовых насосов, имеющих сравнительно малую величину c_1/u_1 , не оказывает заметного влияния на $\Delta h_{II}^{кр}$. Поэтому при умеренных глубинах извлечения грунта следует принимать $k_1 \leq 3,8$.

Для определения других размеров колеса необходимо задаться числом лопастей z . От него зависит размер проходных сечений насоса и к. п. д. Значение гидравлического к. п. д. связано с относительной густотой решетки $\bar{\tau}$, поскольку она в свою очередь определяется числом лопастей. При одинаковой относительной густоте решетки $\bar{\tau}$ размер проходного сечения оказывается тем большим, чем меньше z . Вместе с тем при малых значениях z увеличиваются размеры колеса, что для тихоходных насосов нежелательно из-за роста потерь дискового трения, которые при малых значениях n_s весьма существенны.

Если $n_s < 90$, приемлемые для грунтовых насосов размеры проходных сечений при $\bar{\tau} \geq 1$ получить не удастся. Поэтому для насосов с $n_s < 90$ можно рекомендовать четырехлопастные колеса. В тех случаях, когда по условиям работы необходимо обеспечить гарантированный размер проходных сечений выше $0,4 D_0$, число лопастей следует уменьшить до трех. При этом к. п. д. насоса будет на 5–8% ниже в зависимости от размера проходных сечений и обусловленной им величины $\bar{\tau}$.

Для насосов быстроходностью $n_s = 90 \div 180$ с одинаковыми размерами проходных сечений более высокий к. п. д. и повышенная износостойкость входных элементов будут получены при $z = 3$, а если $n_s > 180$, то предпочтительнее использовать двухлопастные колеса.

Ширину лопастей b принимают равной размеру проходных сечений в плане. При $\bar{\tau} \approx 1$ для двухлопастного колеса $b = (0,47 \div 0,5) D_0$; трехлопастного — $b = (0,4 \div 0,43) D_0$; четырехлопастного — $b = (0,35 \div 0,4) D_0$.

Для построения меридионального сечения необходимо принять положение входной кромки и определить радиусы поворота потока из осевого направления в радиальное. Рекомендации по выбору положения входной кромки и радиуса кривизны ведомого диска изложены выше. Радиус кривизны поверхности ведущего диска в меридиональном сечении определяют из условия сохранения одинакового расстояния между внутренними поверхностями дисков, равного ширине лопасти.

Входную кромку лопастей в меридиональном сечении обычно делают прямолинейной. Для того чтобы угол между касательной к точке A примыкания входной кромки к ведомому диску и осью насоса (рис. 90) не был слишком мал, точку A смещают на больший, чем D_0 , диаметр.

Наружный диаметр колеса определяют из условия обеспечения необходимого напора. Связь между напором и размерами колеса устанавливается основным урав-

нением гидромашин с поправкой на конечное число лопастей. Согласно теории круговых решеток это уравнение можно записать в виде

$$H_T = \frac{\omega}{g} \left[\omega R_2^2 y - \frac{Q}{2\pi b \psi_2 \operatorname{tg} \beta_2 \eta_0} \right], \quad (85)$$

где y — поправка, учитывающая конечное число лопастей; ψ_2 — коэффициент, учитывающий стеснение потока лопастями на выходе; η_0 — объемный к. п. д. насоса.

Это уравнение, полученное на базе элементарной струйной теории гидромашин, дает удовлетворительные результаты при расчете напора рабочих колес с большим числом лопастей, которые создают направленное течение жидкости в межлопастных каналах. При малом числе лопастей, широких межлопастных каналах, наличии зон отрыва и утолщенных пограничных слоев линии тока жидкости не следуют поверхностям лопастей и дисков. Поскольку уравнение (85) не учитывает эти особенности течения, оно неприменимо для расчета напора рабочих колес грунтовых насосов.

Однако исключительная простота рассматриваемого метода расчета теоретического напора привлекает к нему внимание исследователей. Результаты исследований показывают, что при удачном выборе модели течения при определении поправки к формуле, полученной с использованием гипотезы о бесконечном числе лопастей, можно получить удовлетворительные методы расчета теоретического напора даже грунтовых насосов.

В частности, весьма интересна попытка учесть особенности течения в межлопастных каналах на основе элементарной струйной теории [25]. Влияние зон отрыва на тыльной стороне лопастей рабочих колес грунтовых насосов предлагается учитывать коэффициентом стеснения ψ_2 из предположения, что зона отрыва так же стесняет поток на выходе, как и лопасть. Численное значение коэффициента стеснения предлагается рассчитывать на основе гипотезы о том, что течение в межлопастных каналах формируется из условия максимального подвода энергии при учете конечного числа лопастей методом Стодолы-Майзеля. Если для такой гипотезы достаточно оснований, то предположение о том, что зона отрыва стесняет поток так же, как тело лопасти, т. е. в этой зоне отсутствует компонент скорости в направлении выхода из рабочего колеса, не подтверждается.

Кроме того, рассматриваемый метод расчета в сравнительно быстроходных насосах приводит к значениям коэффициента стеснения ψ_2 , превышающим геометрический, обусловленный конечной толщиной лопастей, что противоречит физическому смыслу ψ_2 . Поэтому влияние зон отрыва потока на напор предпочтительнее выражать через угол выхода потока из колеса β_2 , полагая, что этот угол определяется не линейным углом наклона лопастей, а под влиянием зон отрыва формируется из условия максимального подвода энергии.

Из основного уравнения гидромашин $H_T = u_2 c_{u2}/g$ следует, что максимальная удельная работа соответствует максимуму c_{u2} . При учете влияния конечного числа лопастей методом Стодолы-Майзеля можно записать

$$c_{u2} = u_2 y - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} = u_2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \psi_2 \right) - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2},$$

где c_{m2} — меридиональная составляющая абсолютной скорости.

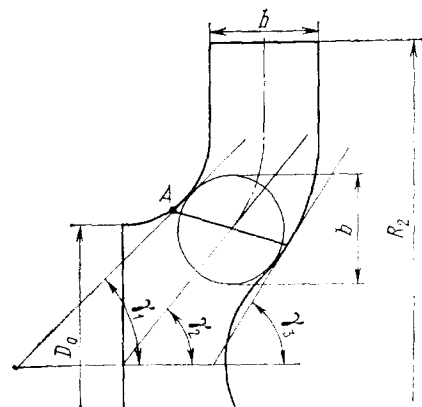


Рис. 90. Меридиональное сечение рабочего колеса

Максимум c_{u2} соответствует условию $dc_{u2}/d\beta = 0$, из которого получим уравнение

$$-\frac{\pi u_2 \cos \beta'_2}{z} \psi_2 + \frac{c_{m2}}{\sin^2 \beta'_2} = 0,$$

где β'_2 — угол выхода потока при максимальном подводе энергии.
Или

$$\cos^3 \beta'_2 = \cos \beta'_2 + \frac{c_{m2} z}{u_2 \pi \psi_2} = 0. \quad (86)$$

По уравнению (86) или из рис. 91 можно определить β'_2 , а по нему — поправку на конечное число лопастей

$$y = 1 - \frac{\pi \sin \beta'_2}{z} \psi_2.$$

Наружный радиус колеса согласно уравнению (85)

$$R_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{\omega^2 y} + \frac{Q}{2\pi y \omega b \psi_2 \eta_0 \operatorname{tg} \beta'_2}}. \quad (87)$$

Коэффициент ψ_2 рассчитывают по формуле

$$\psi_2 = 1 - \frac{\delta_n z}{2\pi R_2 \sin \beta_2}, \quad (88)$$

где δ_n — толщина лопасти. Обычно $\delta_n = 0,1D_0$; β_2 — линейный угол лопасти на выходе.

Для определения ψ_2 необходимо предварительно оценить значение R_2 .

Проверка зависимости (87) в диапазоне быстроходности 80—200 показала, что относительная ошибка расчета не превышает 2% при условии $\beta'_2 < \beta_2$. При $\beta'_2 > \beta_2$ рассматриваемый метод расчета неприемлем, так как при положительной работе колеса и большем давлении на рабочую поверхность лопасти по сравнению с тыльной увеличение угла β'_2 по отношению к β_2 логически необъяснимо.

При $\beta'_2 > \beta_2$ следует полагать, что колесо не имеет особенностей по сравнению с колесами насосов общего назначения и его расчет можно выполнять известными методами.

Теоретический напор насоса вычисляют по формуле $H_T = H/\eta_r$, где η_r — гидравлический к. п. д. насоса, при оценке которого можно пользоваться статистическими данными по насосам для однородных

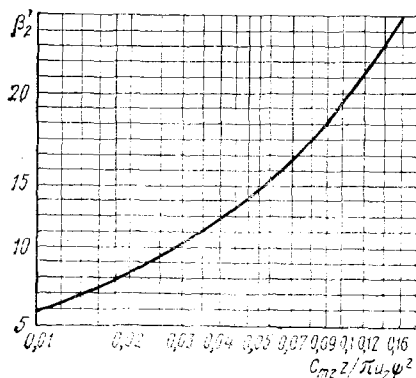


Рис. 91. К определению угла β'_2

жидкостей с введением поправок, учитывающих особенности проточной части грунтовых насосов.

В общем случае формулу для гидравлического к. п. д. грунтового насоса можно записать в следующем виде:

$$\eta_r = \eta_{r.в} \bar{\eta}_r \eta_1 \eta_2 \left[r + (1-r) \frac{\rho_v}{\rho} \right],$$

где $\eta_{r.в}$ — гидравлический к. п. д. насоса аналогичных размеров для воды; η_r , η_1 , η_2 — поправка соответственно на уменьшение густоты решетки, увеличенную ширину лопастей и особенности проточной части корпуса; r — степень реактивности.

Коэффициент $\eta_{r.в}$ можно определить по формуле [56]:

$$\eta_{r.в} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_0 - 0,172)^2},$$

где D_0 — диаметр горловины колеса, мм.

Поправка $\bar{\eta}_r$ является функцией относительной густоты решетки $\bar{\tau}$ (рис. 92). Для того чтобы воспользоваться этой зависимостью, необходимо оценить величину $\bar{\tau}$. Для предварительной оценки $\bar{\tau}$ можно использовать следующие соотношения: при $z=4$ и $b=0,45D_0$ $\bar{\tau}=0,85$; при $z=3$ и $b=0,6D_0$ $\bar{\tau}=0,77$; при $z=2$ и $b=0,7D_0$ $\bar{\tau}=0,6$. С уменьшением b значение $\bar{\tau}$ возрастает, поэтому для более точного ее определения целесообразно построение лопастей в плане на основе предварительного выбора R_2 .

Поправка η_1 учитывает снижение к. п. д., обусловленное увеличением ширины лопастей и является функцией b/D_0 . При $b/D_0 > 0,25$ $\eta_1 = 1,04 - 0,16 b/D_0$.

Поправка η_2 учитывает особенности геометрии отвода. Отводы грунтовых насосов обычно выполняют узкими, перекрывающими боковые пазухи — полости между колесом и крышками насоса. Перекрытие пазух приводит к потере энергии струек, сходящих с наружных поверхностей дисков колеса и уменьшению к. п. д. Снижение к. п. д. вызывает также утолщение языка спирали, необходимое для увеличения его прочности и износостойкости. В результате потери в спиральных отводах грунтовых насосов оказываются примерно на 5% больше, т. е. для них η_2 можно принимать равным 0,95. В кольцевых отводах потери существенно выше. По данным Всесоюзного научно-исследовательского института гидромашинности перехода со спирального отвода на кольцевой приводит к уменьшению к. п. д. на 5, на полуспиральный — на 2—3%. Соответственно значение η_2 для кольцевого отвода будет 0,9, а полукольцевого — 0,93—0,92, т. е. тем ниже, чем меньше спиральная часть.

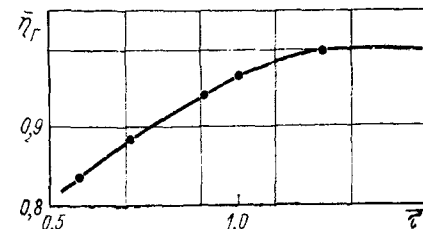


Рис. 92. График зависимости $\eta_r = f(\bar{\tau})$

В рабочих колесах грунтовых насосов из-за постоянной и увеличенной ширины лопастей целесообразны меньшие углы β_2 , чем у насосов для однородных жидкостей. Опыт показывает, что уменьшение β_2 способствует снижению интенсивности изнашивания выходных участков лопастей и примыкающих к ним дисков. Необходимая густота решетки при малом числе лопастей также может быть получена только при умеренных значениях β_2 , равных $15-20^\circ$. Меньшие значения β_2 следует принимать в колесах с меньшим числом лопастей. Если при построении лопасти для получения хорошей ее геометрии и необходимой густоты решетки окажется целесообразным принять еще меньшие значения β_2 , то без ущерба для гидравлических качеств проточной части можно допустить $\beta_2 = 12 \div 14^\circ$. Значение η_0 можно принять равным 0,95.

Углы лопастей на входе $\beta_{1л}$ принимают в зависимости от угла потока на входе β_1 . При осевом подводе

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{m1}}{u_1}, \quad (89)$$

где c_{m1} — меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе;

$$c_{m1} = \frac{q}{\pi D_1 b \psi_1 \eta_0},$$

где ψ_1 — коэффициент, учитывающий стеснение потока лопастями, который можно найти по формуле (88), если в ней R_2 заменить на R_1 , а β_2 на $\beta_{1л}$.

Углы потока при наклонной входной кромке определяют для средней линии тока, которую можно рассматривать как равноудаленную от дисков, и для линий тока, примыкающих к дискам. Максимальное значение β_1 соответствует линии тока у ведущего диска. При цилиндрических лопастях во избежание отрицательных углов атаки по всей длине входной кромки угол входа должен быть не менее этого угла. В результате у ведомого диска будет положительный угол атаки и тем больший, чем больше наклон входной кромки.

Углы потока β_1 лежат в поверхностях, наклоненных к оси насоса под углами γ (см. рис. 91), меньшими 90° . Сечение, по которому изготовляют литейную модель цилиндрической лопасти, расположено в плоскости, перпендикулярной оси. Связь между расчетными углами в наклоненных поверхностях и углами в плоскости, перпендикулярной оси, выражается зависимостью $\tg \beta_1 = \tg \beta'_1 \sin \gamma$, где β'_1 — угол в плоскости, перпендикулярной оси.

С учетом этой зависимости для обеспечения положительного угла атаки у ведущего диска литейный угол лопасти в плоскости, перпендикулярной оси, следует рассчитывать по формуле

$$\beta_{1л} = \arctg \frac{\tg (\beta_{1\max} + \Delta\beta_1)}{\sin \gamma_3},$$

где $\beta_{1\max}$ — определенный по формуле (89) угол потока на линии тока у ведущего диска; $\Delta\beta_1$ — угол атаки. Для того чтобы рабочий режим насоса не совпадал с режимом обратных токов, $\Delta\beta_1$ не следует принимать более 5° .

Для построения лопастей двоякой кривизны необходимо знать углы установки лопастей на линиях тока, а углы лопастей в плоскостях, перпендикулярных оси (модельных сечениях), получают в результате профилирования лопасти. Так как в этом случае углы вдоль входной кромки не взаимосвязаны, можно принять увеличенные углы атаки у ведущего диска для уменьшения износа входной кромки и уменьшенные у ведомого во избежание обратных токов на входе.

Расчетные углы для всех линий тока определяют в рассматриваемом случае по формуле (89). К ним прибавляют угол атаки $\Delta\beta_1$, который у ведомого диска ограничивают значением $2-3^\circ$, у ведущего допускают до $10-15^\circ$, а для средней линии тока принимают среднее арифметическое значений $\Delta\beta_1$ на линиях тока у дисков колеса. Радиус входной кромки лопастей двоякой кривизны на линии тока у ведущего диска можно рассчитать используя формулу (83).

Для построения профиля лопасти в плане обычно используют графический метод конформного отображения средней линии профиля на поверхность кругового цилиндра. Конформным отображением в общем случае является такое геометрическое преобразование фигуры, при котором значения углов между любыми линиями, содержащимися в преобразуемой фигуре, не изменяются.

Поверхности тока, как правило, не разворачиваются на плоскость. Следовательно, углы между характерными линиями и линией, представляющей собой след сечения поверхности тока поверхностью вращения, проходящей через данную линию тока в меридиальном сечении, оказываются искаженными. Поэтому, даже задавшись углами наклона линии тока на всех радиусах, трудно с достаточной точностью перенести ее с меридионального сечения на план.

Модельное сечение цилиндрической лопасти расположено на плоскости, перпендикулярной оси. Однако и его построение по известным углам непосредственно на плане сопряжено с измерением углов между кривыми линиями. Поэтому поверхность, на которой лежит данная линия тока или модельное сечение цилиндрической лопасти, отображают на более простую поверхность, которая разворачивается на плоскость без искажения и на которой криволинейные треугольники преобразуются в прямолинейные. Такой поверхностью является поверхность кругового цилиндра.

На отображающей поверхности строят линию тока или среднюю линию профиля модельного сечения по известным углам входа и выхода, а также желаемому характеру изменения угла от $\beta_{1л}$ до β_2 и требуемому углу охвата лопасти в плане. Все эти построения наглядны, поскольку производятся по ортогональной сетке, образованной прямыми линиями. По точкам пересечения линий тока с характерными линиями сеток в сходственных ячейках переносят изображение линии тока или скелетной линии модельного сечения с поверхности кругового цилиндра на план.

Для поверхностей, на которых лежат линии тока, в качестве характерных линий принимают окружности с центром на оси колеса и

нормальные им линии — следы сечения поверхностей линии тока плоскостями, проходящими через ось. Поверхность вращения модельного сечения является плоскостью, поэтому характерными линиями для нее будут окружности и прямые, проходящие через центр колеса.

На рис. 93 показаны отображаемая и отображающая поверхности. Из понятия конформного отображения следует, что если на одной поверхности имеется кривая, наклоненная к каким-либо характерным кривым под определенными углами, то эту кривую можно перенести на другую поверхность так, что углы наклона к соответствующим характерным линиям останутся такими же. Для этого сходственные треугольники $aIII$ и $AIII$ должны быть подобны.

Из подобия треугольников следует:

$$\Delta L / \Delta l = \Delta S / \Delta s = R \Delta \varphi / r \Delta \varphi; \alpha = \alpha'.$$

Отсюда

$$\Delta l / r = \Delta L / R,$$

где ΔL — расстояние между параллелями на отображающей поверхности; R — радиус отображающей поверхности; Δl — переменное расстояние между параллелями на отображаемой поверхности; r — радиус, на котором расположена рассматриваемая точка отображаемой поверхности; ΔS , Δs — расстояние между меридианами соответственно на отображающей и отображаемой поверхностях.

В общем случае поверхность линии тока является пространственной и ее строят в двух проекциях — на меридиальном сечении и в плане. Поверхность кругового цилиндра развывают на плоскость и строят в виде развертки.

Построение средней линии профиля модельного сечения производится следующим образом. Намечается положение модельного сечения по ширине лопасти. Удобнее расположить это сечение в плоскости, проходящей через точку примыкания входной кромки к ведущему диску. При этом будет получено все сечение без экстраполяции. В известных методиках построения модельного сечения цилиндрических

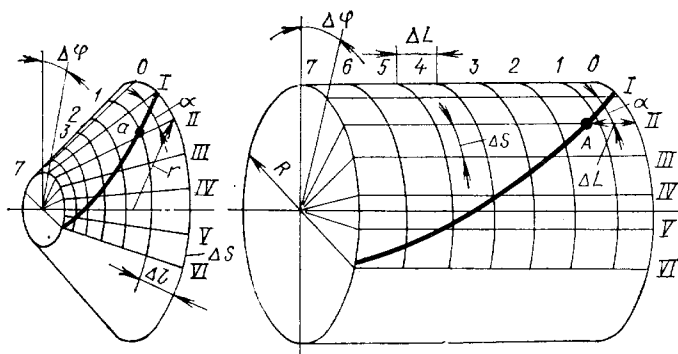


Рис. 93. Конформное отображение произвольной поверхности на поверхность кругового цилиндра

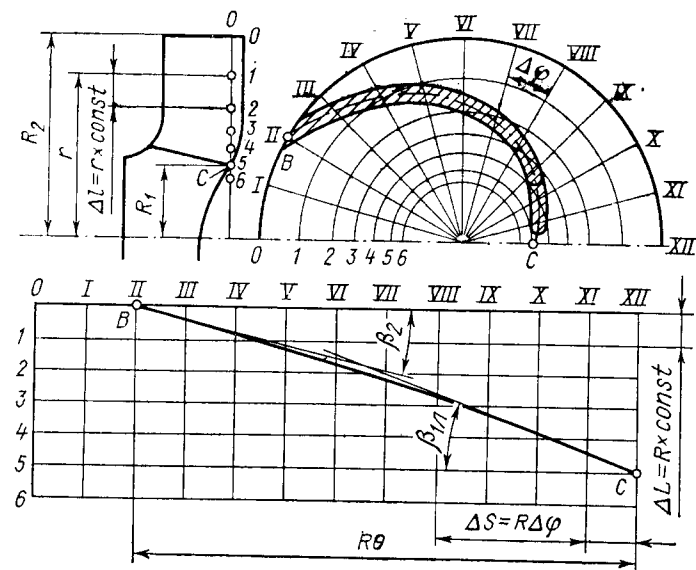


Рис. 94. Построение цилиндрической лопасти

лопастей посредством конформного отображения в качестве скелетной линии принимается средняя линия тока. Этот прием, перенесенный из методов построения пространственных лопастей, требует экстраполяции сечения в сторону меньших радиусов, а также вносит неточность в углы установки лопасти. Искажение углов оказывается тем большим, чем в большей мере линия тока в меридиональном сечении отличается от прямой, перпендикулярной оси рабочего колеса.

После того, как ортогональная сетка нанесена на плане, строят развертку цилиндрической поверхности. Для этого задаются диаметром цилиндра R в пределах 150—200 мм и определяют $\Delta S = R \Delta \varphi$ и $\Delta L = R \text{ const}$. Вертикальные линии нумеруют римскими цифрами в соответствии с номерами радиусов на плане, а горизонтальные — арабскими.

Затем на развертке намечают среднюю линию профиля модельного сечения, для чего, кроме углов $\beta_{1л}$ и β_2 , необходимо знать угол θ охвата лопасти в плане (рис. 94), соответствующий принятой густоте решетки.

Примем, что длина лопасти в плане равна длине отрезка логарифмической спирали между радиусами R_1 и R_2 . Запишем уравнение этого отрезка $R = R_1 e^{\varphi \lg \beta}$, где R — текущий радиус; φ — угловая координата; β — угол спирали.

При $\varphi = \theta$ и $R = R_2$ получим

$$\theta = \frac{1}{\lg \beta} \ln \frac{R_2}{R_1}. \quad (90)$$

Значение угла β можно определить следующим образом. Длина отрезка логарифмической спирали между радиусами R_1 и R_2

$$L = \frac{R_2 - R_1}{\sin \beta} \quad (91)$$

С другой стороны, из понятия густоты решетки на среднем диаметре следует

$$L = \frac{\pi (R_2 + R_1) \tau}{z} \quad (92)$$

Из выражений (91) и (92) найдем, что

$$\sin \beta = \frac{(R_2 - R_1) z}{\pi \tau (R_2 + R_1)} \quad (93)$$

Подставив (93) в формулу (90), получим

$$\theta = \ln \frac{R_2}{R_1} \left[\operatorname{tg} \arcsin \frac{z (R_2 - R_1)}{\pi \tau (R_2 + R_1)} \right]^{-1} \quad (94)$$

По известным значениям углов $\beta_{1л}$, β_2 и θ можно построить отображение средней линии на развертке цилиндра.

Точка C находится на пропорциональном расстоянии от начала соответствующих отрезков на меридиальном сечении. Положение этой точки по горизонтали выбирают произвольно с учетом возможности размещения отображения. Точку B намечают по известному углу θ . Через указанные точки нужно провести прямые под углами $\beta_{1л}$ и β_2 к параллелям, а затем соединить их плавной кривой.

С конформного отображения средняя линия переносится на план. Для этого достаточно точки пересечения конформного отображения средней линии с параллелями наметить на плане, ориентируясь на то, чтобы отрезки, заключенные между одноименными меридианами, делились на конформной диаграмме и плане в одинаковых соотношениях.

На среднюю линию с обеих сторон наращивают тело лопасти. Затем строят соседнюю лопасть и проверяют размер проходного сечения в плане. Если он окажется неудовлетворительным, уменьшают угол охвата, определяя новое значение τ по выражению (94), и, если возникает необходимость, корректируют η_r и R_2 . Для получения необходимых геометрических соотношений расчет колеса и построение лопасти иногда повторяется несколько раз.

При профилировании лопастей двойкой кривизны на развертке цилиндра строят отображения трех линий тока, две из которых совпадают с внутренними поверхностями дисков, а третья является средней линией. По ним намечают вспомогательные линии, необходимые для построения модельных сечений, число которых может достигать нескольких десятков в зависимости от ширины колеса. Вид окончательного чертежа модельных сечений зависит от способа изготовления литейной модели [72, 84].

Расчет спирального отвода, как отмечалось выше, можно выполнять исходя из постоянства средней скорости движения смеси во всех

сечениях. В этом случае основными расчетными величинами являются средняя скорость c_3 и радиус основной окружности R_3 .

Опыт проектирования и анализ результатов эксплуатации грунтовых насосов со спиральными отводами свидетельствует о том, что при их расчете можно пользоваться рекомендациями для обычных центробежных насосов. Скорость c_3 определяют для них согласно выражению (70).

Значения коэффициента k_3 и данные для выбора минимального значения $\bar{R}_3 = R_3/R_2$ в зависимости от быстроходности насоса n_3 приведены ниже:

n_3	60	90	120	150	180	210	240	270
k_3	0,485	0,4	0,365	0,34	0,32	0,305	0,29	0,28
$\bar{R}_3$	1,075	1,11	1,15	1,18	1,21	1,25	1,29	1,33

Для расчета радиальных размеров спиральной части отвода необходимо знать его ширину и форму меридиального сечения. Ширину отвода обычно принимают равной или близкой к сумме ширины лопастей и дисков колеса, т. е. $b_K = b + 2\delta_K$, где δ_K — толщина диска колеса.

Для того чтобы окончательно выбрать b_K , необходимо определиться с конструкцией насоса. При литом отводе или внутренней облицовке можно получить хорошее сопряжение колеса с отводом при $b_K = b + (10 \div 15)$ мм.

Если корпус имеет сварную спиральную облицовку, ширину отвода следует принимать равной $b + 2\delta_K$, учитывая возможную неточность изготовления и монтажа. Сварные облицовки не следует оформлять внутренними наварными кольцами, перекрывающими диски колеса, так как при этом значительно возрастает стоимость изготовления облицовки при незначительном улучшении износостойкости.

В грунтовых насосах обычно применяют отводы с параллельными боковыми стенками. В литых отводах стенки сопрягают дугами круга и предусматривают небольшой участок плоской радиальной стенки. Площадь сечения такого отвода

$$F_c = b_K h_c - 0,43 r_c^2,$$

где h_c — высота сечения спиральной части отвода; r_c — радиус сопряжения боковых стенок с радиальной.

При $r_c = b_K/2$, что принято в стандартизованных насосах,

$$F_c = b_K h_c - 0,107 b_K^2.$$

В общем случае

$$h_c = \frac{F_c + 0,43 r_c^2}{b_K}.$$

Площади сечений отвода уменьшаются пропорционально углу спирали от основного сечения к сечению под теоретическим языком (см. рис. 79) от максимума до нуля.

Площадь основного сечения $F_{с.} = q/\varepsilon_3$. Площади $F_{с.}$, а по ним радиальные размеры h_c определяют для восьми сечений. Под теоретическим языком $h_c = 0$. Язык очерчивают по дуге круга и заканчивают под углом 40—50° к основному сечению. Как отмечалось выше, сечения в пределах угла $\varphi = 15 \div 20^\circ$, считая от языка спирали, полезно выполнять с одинаковой площадью. Опыт показал, что не следует допускать большие радиусы сопряжения языка с боковыми стенками. В этом случае язык вблизи стенок оказывается чрезмерно утолщенным, что ухудшает условие его обтекания и влечет за собой повышенный местный износ боковых стенок. Площадь минимального сечения диффузора, т. е. горловины отвода, принимают равной $F_{с8}$.

§ 44. Материалы для деталей и конструкция грунтовых насосов

Основное влияние на износостойкость деталей при гидроабразивном изнашивании оказывает микротвердость материала. Она, в свою очередь, зависит от микроструктуры сплава, которая должна обеспечивать высокое сопротивление ударному воздействию абразивных частиц. На микроструктуру сплава влияет его химический состав, характер процесса кристаллизации и режим термообработки.

В качестве износостойких сплавов для деталей грунтовых насосов используют белые легированные чугуны и легированные стали. Разработано достаточно большое число износостойких сплавов чугуна, применяемых для изготовления деталей насосов. Основным легирующим элементом чугунов является хром.

В литературе [5] приведены химический состав износостойких чугунов, их микротвердость и относительная износостойкость по сравнению со сталью 20Л. Износостойкие чугуны имеют большую усадку, обладают низкой пластичностью и теплопроводностью, что значительно увеличивает склонность отливок к образованию холодных трещин.

При конструировании деталей из этих материалов избегают острых углов, тонких сечений, предусматривают примерно одинаковую толщину стенок. Из-за повышенной трудности обработки следует максимально сокращать число обрабатываемых поверхностей, сверлений, резьб и т. п. В деталях из износостойких чугунов в местах резьбовых соединений, а также в ступице рабочих колес предусматривают вкладыши и вставки из серого чугуна или других материалов.

Белые износостойкие чугуны обладают недостаточной ударной вязкостью, что ограничивает их применение для транспортировки смесей с крупными твердыми включениями. При попадании их в крупные насосы может наблюдаться выход деталей из строя не из-за гидроабразивного изнашивания, а вследствие разрушения их ввиду недостаточной механической прочности.

Испытания насоса с диаметром всасывающего патрубка 250 мм с деталями из чугуна показали, что наличие в гидросмеси булыжника размером 100—150 мм

приводит к появлению на лопастях колеса трещин и отколов [5]. Поэтому для разработки грунтов с нерегламентированным размером крупных включений насосы с диаметром патрубка более 200 мм изготавливать из износостойких чугунов не следует. В этих условиях заметное повышение срока службы деталей по сравнению со сроком службы деталей из углеродистых сталей может быть получено в результате применения сталей, легированных хромом, никелем, марганцем, молибденом, вольфрамом.

Твердость и износостойкость легированных сталей повышается с увеличением содержания углерода. Однако в них не удается получить нужную микроструктуру, в результате износостойкость сталей при гидроабразивном изнашивании ниже, чем высокохромистых чугунов. Разработаны среднеуглеродистые низколегированные стали 40ХГСНЛ и 35ХНВФЛ. Коэффициент относительной износостойкости деталей из этой стали по сравнению с деталями из стали 35Л, как показали испытания, составляет 2,8—3,2. Примерно такие же результаты получены при испытании деталей, изготовленных из высокомарганцевистой стали Г13Х2Л.

Литейные и технологические свойства износостойких сталей значительно ниже по сравнению с углеродистыми. Они труднее подвергаются и механической обработке. В результате технология изготовления деталей из них сложнее и значительно выше их стоимость. Изготовление деталей из износостойких сталей возможно, как правило, только на специализированных заводах. По указанным причинам износостойкие стали не получили широкого распространения. Наиболее существенное повышение износостойкости деталей насосов при транспортировании гидросмесей с мелкой твердой фракцией дает применение резины. Износостойкость ее в определенных условиях эксплуатации в десятки раз превышает износостойкость металлических сплавов.

Основным параметром резины является ее твердость. При малых углах падения частиц, что имеет место при контакте твердых частиц с деталями уплотнений, целесообразно применять твердую резину. При больших углах, характерных, например, для лопастей рабочих колес, — мягкую. На износ резины оказывает решающее значение крупность твердых частиц и их форма. Считают, что максимальная крупность частиц, при которой целесообразно употреблять резину, составляет 6 мм.

Частицы с острыми углами вызывают повреждения поверхности резины, прорезая ее. Поэтому гуммированные насосы не используют для работы на гидросмесях с твердыми частицами, имеющими острые грани и углы.

Из-за низкой прочности самой резины и ее крепления к металлическому каркасу окружные скорости на наружном диаметре рабочего колеса ограничены. Гуммированные насосы применяют при напорах не более 40 м. Обычно это насосы сравнительно небольших размеров. В отечественной практике резиновые покрытия используют в насосах с диаметром всасывающего патрубка до 200 мм. На электрических землесосах гидромеханизации строительства и гидropерегрузателях устанавливают стандартизованные насосы [5, 16], выпускаемые серийно для всех отраслей промышленности.

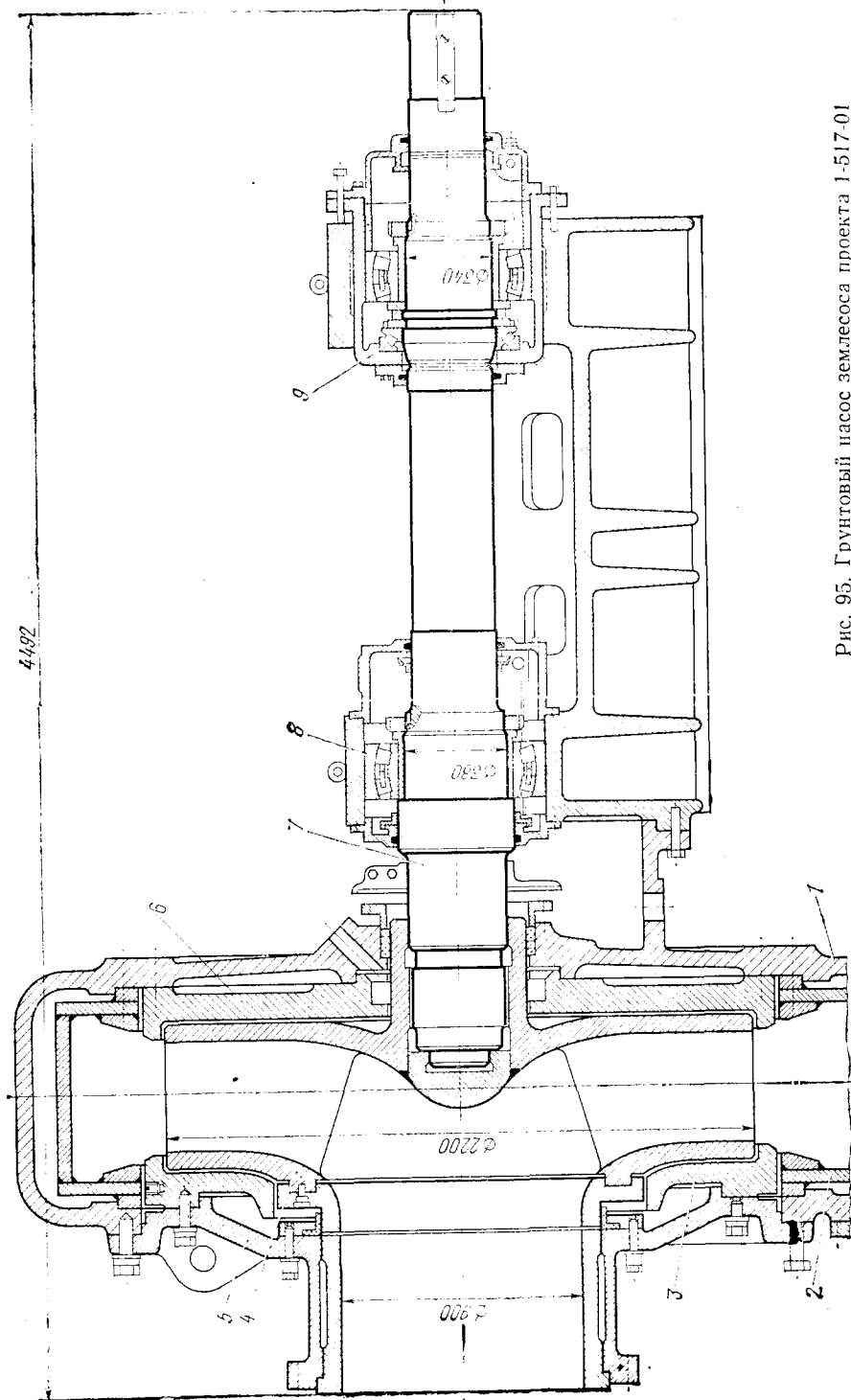


Рис. 95. Грунтовый насос землесоса проекта 1-517-01

На землесосах с автономной энергетической установкой часто предусматривают специально спроектированные грунтовые насосы. Они разработаны различными исследовательскими и проектными организациями в соответствии с традициями и машиностроительной базой тех или иных отраслей и отличаются большим разнообразием конструкций.

Грунтовые насосы различаются конструкцией опор, исполнением корпуса и уплотнений, способом посадки колеса на вал. Современные насосы имеют обычно две опоры на подшипниках качения. В одной из них установлен радиальный или радиально-упорный подшипник, в другой — радиальный и упорный. Небольшие насосы часто изготовляют без упорного подшипника. Осевое усилие у них воспринимается радиально-упорными подшипниками. В качестве радиально-упорных обычно используют двухрядные роликовые, для упорных — шариковые или роликовые подшипники.

Как уже отмечалось, грунтовые насосы проектируют в двух исполнениях: тяжелом — с двумя корпусами и легком — с одним корпусом. Насосы речных дноуглубительных землесосов, а также землесосов, используемых для добычи песка и гравия, как правило, имеют тяжелое исполнение. Насосы самоотвозных землесосов, работающие на слабоабразивных смесях, чаще выполняют в однокорпусном варианте.

Рабочее колесо у насосов старой конструкции обычно имеет посадку с конусностью 1 : 10, реже 1 : 20 и крепится глухой гайкой с торца вала или гайкой со стороны опоры и натяжными шпильками. В последние годы широко практикуется посадка рабочего колеса на трапециевидальной резьбе, направление которой исключает самоотвинчивание. Для облегчения съема колеса у крупных насосов предусматривают специальные устройства, позволяющие ослабить натяг резьбы.

Опорный узел грунтового насоса (рис. 95) речного землесоса проекта 1-517-01 включает два роликовых радиально-упорных подшипника 8 и один роликовый упорный 9. Передний подшипник работает как радиальный. Задний радиально-упорный подшипник установлен так, что может воспринимать случайные осевые нагрузки, направленные в сторону ведущего диска.

Четырехлопастное рабочее колесо 4, имеющее резьбу, посажено на вал 7. Уплотнение со стороны вала — сальниковое, расположенное на ступице рабочего колеса. Промывочная вода подается в специальную камеру, образованную ступицей и задним бронедиском 6.

Наружный корпус 1 литой, внутренний 2 сварной. Оба они имеют горизонтальную поверхность разреза. На корпусе предусмотрено два люка; один — на передней боковой стенке, другой — на радиальной.

Переднее уплотнение двойное, контактного типа с L-образной резиновой манжетой. В полость между крышкой 5 и передним бронедиском 3 подается промывочная вода. Для регулировки зазора между ведомым диском колеса и бронедиском последний может перемещаться в осевом направлении с помощью специальных отжимных болтов. На горловине колеса предусмотрено сменное кольцо, закрепляемое болтами.

§ 45. Черпаковые цепи

Черпаковые цепи различают в зависимости от расположения в них черпаков. Наибольшее распространение получили такие, у которых черпаки находятся на некотором расстоянии друг от друга и соединены между собой при помощи соединительных звеньев. В морском дноуглубительном флоте эти звенья называют майонами. Реже применяют цепи с непосредственным соединением черпаков, называемые безмайонными.

Черпаки соединяют непосредственно или через звенья 6 (рис. 96) при помощи черпаковых пальцев 5, шайб 2 и шплинтов 1, имеющих форму чеки. Для предохранения от износа поверхности отверстий черпаковых пальцев защищают черпаковыми втулками 3 и 4.

На некоторых морских многочерпаковых снарядах получила распространение несколько иная конструкция соединения черпаков, в которой используется гладкий черпаковый палец, без головки и отверстия под чеку. Для удержания его от осевого смещения предусматривают стопорные планки, закрепляемые на полозках черпаков.

Соединительные звенья состоят из двух или четырех элементов соответственно по одному и по два в каждой ветви цепи. Двухэлементные звенья обычно используют для соединения тяжелых, литых черпаков, полозки которых выполняют с вильчатыми концами. Вильчатое соединение исключает перекося черпаковых пальцев, обеспечивает большие поперечную жесткость цепи и точность сборки, а следовательно, и меньший износ деталей сочленения.

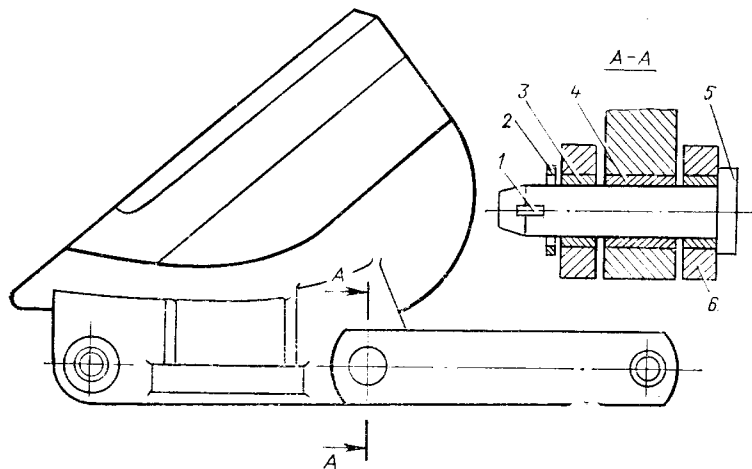


Рис. 96. Соединение черпаков в цепи

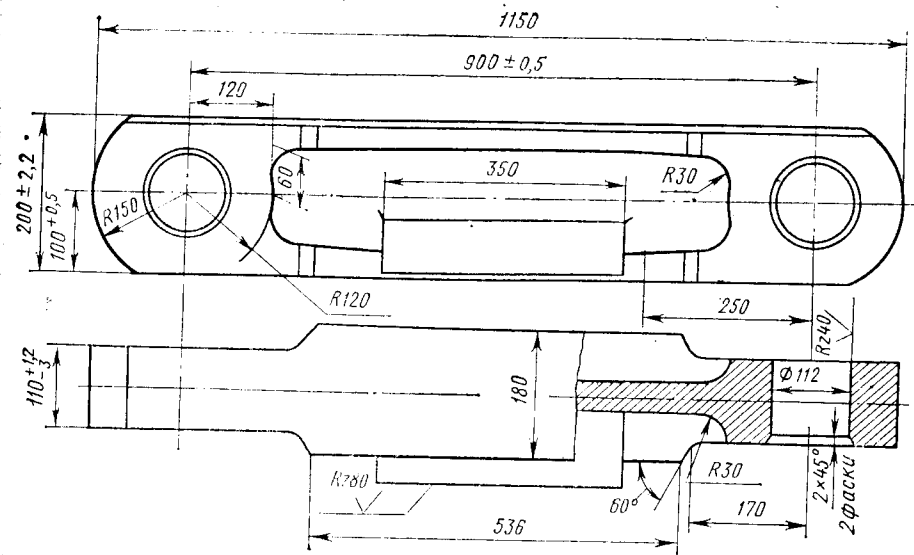


Рис. 97. Соединительное звено черпаковой цепи

Соединительные звенья (рис. 97) изготавливают из стали полосового и профильного проката или стальными литыми. На нижние поверхности звеньев, а также полозков черпаков для повышения долговечности наносят износостойкую наплавку электродами или порошковой проволокой.

Черпаковые пальцы могут быть неподвижными и плавающими. От произвольного вращения первые удерживаются стопорными планками, которые приваривают с наружных сторон на полозках черпаков или соединительных звеньях. При переборках черпаковой цепи такой палец можно повернуть на 180° и тем самым обеспечить его использование в течение более длительного времени.

Поскольку неподвижный палец изнашивается только в средней части из-за образующегося уступа на его поверхности, то разборка цепи, если в ней используются черпаки или соединительные звенья с вильчатыми концами становится невозможной. Плавающие пальцы, износ которых по всей рабочей поверхности сравнительно равномерен, лишены этого недостатка; применение их исключает необходимость переборки цепи в навигационный период. Кроме того, они более просты в изготовлении.

Черпаковые втулки выполняют из стали полосового проката, содержащей до 13% марганца. Из такой же стали, но круглого проката обычно изготавливают и черпаковые пальцы. Срок службы втулок и пальцев зависит от радиального зазора между ними. При зазоре 0,3—0,5 мм, обеспечиваемом за счет механической обработки, долговечность этих деталей в 2—2,5 раза выше, чем обычных штампованных, у которых указанный зазор составляет не менее 1 мм. Сравнительно вы-

сокие затраты средств на механическую обработку пальцев и втулок, примерно в 2,4 раза превышающие стоимость штампованных, окупаются за счет более длительной, не менее двух навигаций, эксплуатации снарядов без переборки цепи [11].

Долговечность деталей сочленения может быть повышена и при использовании разнородных материалов и соответствующей термической обработки. На японских снарядах применяют черпаковые пальцы из хромоникелевой стали, втулки — из хромомарганцевой.

Работа цепи улучшится, если ширина ее по наружным поверхностям ползков черпаков и соединительных звеньев будет одинаковой. При несоблюдении этого условия повысится опасность схода цепи с нижнего барабана и усилится износ его реборд.

Масса черпаковой цепи должна соответствовать роду извлекаемого грунта, в противном случае режущая способность черпаков в шлейфе, образуемом при работе на малых глубинах черпания, окажется недостаточной. Масса черпаков у снарядов, предназначенных для разработки легких и средних грунтов, составляет $(1,25 \div 1,6) 10^3$ кг на 1 м^3 их вместимости, для извлечения тяжелых грунтов — $(2,0 \div 3,0) \times 10^3$ кг/м³, а у снарядов, оснащенных безмайонными цепями, — $(4,0 \div 4,5) 10^3$ кг/м³.

Выбор черпаковой цепи зависит от свойств извлекаемого грунта. Безмайонные цепи, состоящие, как правило, из литых черпаков, получили распространение на снарядах, предназначенных для разработки особо плотных грунтов, требующих больших усилий резания, но не содержащих крупных валунных включений. Сближение черпаков в безмайонной цепи обеспечивает и более равномерную нагрузку на черпаковый привод. Оснащение снаряда безмайонной цепью с черпаками меньшей вместимости позволяет обеспечить такую же производительность, как и цепью с соединительными звеньями при одинаковой скорости их движения. Близкое расположение черпаков в безмайонной цепи является, однако, и ее недостатком. Из-за уменьшения угла между режущей кромкой черпака, сходящего с барабана, и доннышком предыдущего черпака оказавшийся между ними крупный валун может быть защемлен и этим вызвать опасное повреждение цепи. Являясь более тяжелой, безмайонная черпаковая цепь требует и больших затрат энергии на преодоление трения.

Безмайонные цепи находят широкое применение в зарубежном дноуглубительном флоте, особенно в Японии. В начале развития дноуглубительного флота их использовали и на отечественных снарядах, однако из-за большого разнообразия разрабатываемых грунтов, в частности по сопротивлению резанию, толщине снимаемого слоя и по засоренности крупными включениями, эти цепи распространения не получили. В настоящее время безмайонными цепями оснащают снаряды, предназначенные для добычи полезных ископаемых и строительного гравия из подводных карьеров. Они оборудованы также и некоторые морские снаряды, построенные для СССР в СФРЮ.

При эксплуатации в различных грунтовых условиях многочерпаковые снаряды оснащают двумя черпаковыми цепями: одной для извлечения легких грунтов, другой, с более прочными черпаками меньшей вместимости, для извлечения тяжелых. Вместимость черпаков у первых обычно в 1,5—1,6 раза больше.

§ 46. Расчет натяжений черпаковой цепи

При расчетах прочности деталей соединения черпаков, натяжного устройства черпаковой цепи, верхнего и нижнего подвесов черпаковой рамы и т. п. необходимо знать натяжения черпаковой цепи, которые возникают в ней от свободного провисания и действующих нагрузок.

Натяжение цепи от свободного провисания зависит от конфигурации ее провисающей части. Из показанных на рис. 98 возможных видов кривой провисания наиболее приемлемой является кривая 2, обеспечивающая холостой ветви умеренное провисание и вполне допустимые значения возникающих на ее концах натяжений $T_{в.х}$ и $T_{п.х}$. Кривая 3, соответствующая несколько укороченной холостой ветви, неприемлема, так как не обеспечивает ей необходимое провисание. Наоборот, кривая 1 для холостой ветви увеличенной длины обуславливает излишнее провисание и поэтому неприемлема из-за низкой эффективности резания грунта черпаками шлейфа; такой цепи присущи и другие недостатки, о чем будет сказано ниже.

Натяжения, возникающие в точках подвеса холостой ветви на гребнях барабанов, могут быть определены из уравнений:

$$T_{в.х} \sin \alpha_{в} = T_{п.х} \cos \alpha_{п};$$

$$T_{п.х} \cos \alpha_{в} - T_{п.х} \sin \alpha_{п} = G,$$

где G — сила тяжести провисающего участка цепи; $\alpha_{в}$ — угол провисания цепи у верхнего барабана, измеренный между касатель-

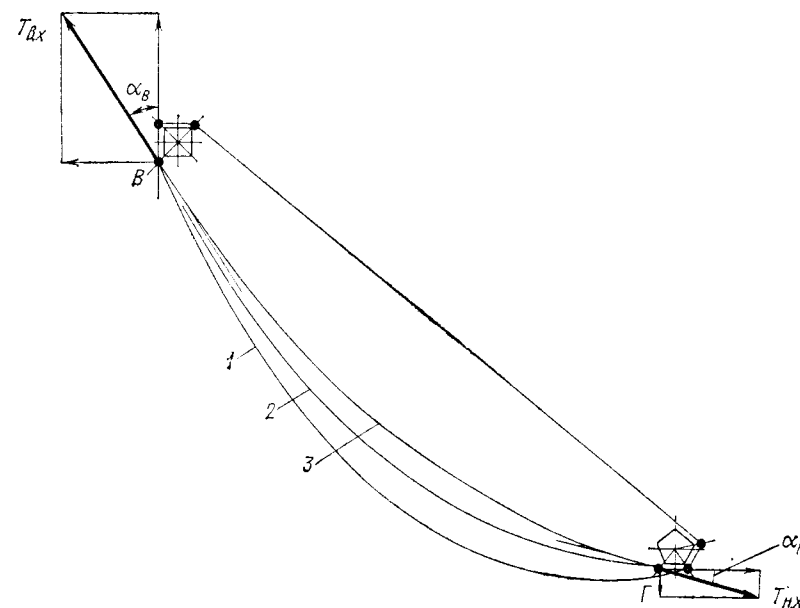


Рис. 98. Схема к определению натяжений провисающей ветви черпаковой цепи

ной к линии провисания и вертикалю; α_n — угол провисания цепи у нижнего барабана, измеренный между касательной к линии провисания и горизонтально.

Решая эти уравнения совместно, получим

$$T_{н.х} = G \frac{\sin \alpha_n}{\cos (\alpha_n + \alpha_n)} ; \quad (95)$$

$$T_{в.х} = G \frac{\cos \alpha_n}{\cos (\alpha_n + \alpha_n)} . \quad (96)$$

Значение угла α_n для кривой 1 следует принимать со знаком минус.

У речных отечественных снарядов угол α_n при рабочих положениях черпаковой рамы изменяется обычно от -6° при минимальной глубине черпания до $+13^\circ$ при максимальной, а α_n — соответственно от 35 до 24° . Для нормальной глубины черпания значение α_n рекомендуется принимать близким к нулю [6]. В результате при максимальной глубине черпания он получит положительное значение, при минимальной — отрицательное, обуславливающее образование шлейфа. Принять угол $\alpha_n = 0$ и для минимальной глубины черпания невозможно, так как натяжение цепи при опускании черпаковой рамы на максимальную глубину возрастет при этом до таких значений, которые не только приведут к повышенному износу деталей сочленения цепи, но и станут опасными для ее прочности.

Линию провисания холостой ветви можно построить по уравнению цепной линии. При проектировании ее обычно получают при помощи металлической цепочки расчетной длины, концы которой закрепляют иглами в точках В и Г, для всех глубин черпания — минимальной, нормальной, т. е. наиболее характерной по условиям эксплуатации, и максимальной.

Рабочая ветвь черпаковой цепи испытывает натяжение P_n (рис. 99, а), возникающее от крутящего момента M_n и натяжения от сво-

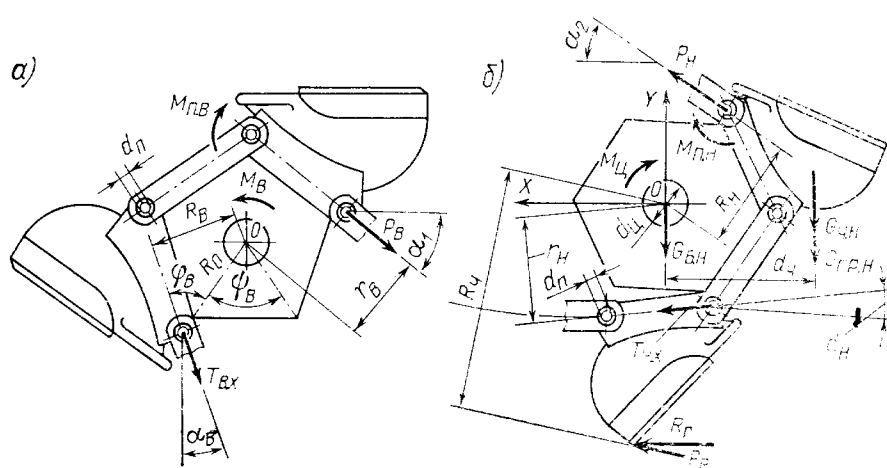


Рис. 99. Схемы к определению натяжений рабочей ветви черпаковой цепи

бодного провисания холостой ветви у верхнего барабана. Его значение может быть определено из уравнения моментов сил относительно точки О — центра барабана:

$$\sum M_o = P_n r_n - M_n - T_{в.х} R_n + M_{п.в} = 0, \quad (97)$$

где r_n — радиус окружности, вписанной в многоугольник верхнего барабана, построенный по центрам отверстий под черпаковые пальцы; M_n — крутящий момент на валу верхнего барабана; R_n — плечо силы $T_{в.х}$; $M_{п.в}$ — момент сил трения, возникающих на поверхности черпаковых пальцев в сочленениях черпаков при набегаании на верхний барабан.

Радиус вписанной окружности

$$r_n = \frac{t_o}{2 \operatorname{tg} \frac{\psi_n}{2}},$$

где t_o — расстояние между центрами отверстий под черпаковые пальцы в ползках черпаков и соединительных звеньях; $\psi_n = 360/z_{г.в}$ — центральный угол грани многогранника верхнего барабана, град, где $z_{г.в}$ — число граней верхнего барабана.

Крутящий момент на валу верхнего барабана

$$M_n = \sum M_{дв}^{ном} u_{пр} \eta_{пр}, \quad (98)$$

где $\sum M_{дв}^{ном}$ — номинальный момент, развиваемый исполнительными черпаковыми двигателями; $u_{пр}$ — общее передаточное число верхнего черпакового привода; $\eta_{пр}$ — к. п. д. черпакового привода.

Плечо силы $T_{в.х}$

$$R_n = R_o \sin \varphi_n,$$

где φ_n — угол между вектором $T_{в.х}$ и радиусом R_o ; R_o — радиус вращения оси черпакового пальца относительно центра барабана,

$$R_o = \frac{t_n}{4 \sin \frac{\psi_n}{2}} = \frac{t_n}{4 \sin \frac{180^\circ}{z_{г.в}}}, \quad (99)$$

где t_n — шаг черпаковой цепи, равный расстоянию между ее одноименными точками.

При соединении черпаков в безматочной цепи $t_n = t_o$, с помощью соединительных звеньев $t_n = 2t_o$.

При четырех- и шестигранном барабанах.

$$\varphi_n = \left(\frac{z_{г.в} - 1}{z_{г.в}} \right) 180^\circ - (\alpha_1 + \alpha_n);$$

при пятигранном $\varphi_n = \alpha_1 + \alpha_n$, где α_1 — угол между горизонталью набегающим на верхний барабан участком черпаковой цепи.

Момент сил трения

$$M_{п.в} = \mu P_{в} \frac{d_{п}}{2}, \quad (100)$$

где μ — коэффициент трения скольжения, значение которого при несмазываемых рабочих поверхностях составляет 0,25—0,45. С учетом шероховатости и влияния абразивной среды его значение следует принимать близким к верхнему пределу [37].

Подставив в уравнение (97) вместо момента сил трения его значение по выражению (100), после преобразований получим

$$P_{в} = \frac{M_{в} + T_{в.х} R_{в}}{r_{в} + \mu \frac{d_{п}}{2}}. \quad (101)$$

Натяжение в рабочей ветви цепи у нижнего барабана (рис. 99, б)

$$P_{н} = P_{в} - P_{п} - F_{с}, \quad (102)$$

где $P_{п}$ — усилие, затрачиваемое на подъем черпаков рабочей ветви, заполненных грунтом, в сборе с соединительными деталями; $F_{с}$ — сила трения, возникающая при движении черпаковой цепи по направляющим роликам и в подшипниках черпаковых скатов. Усилие, затрачиваемое на подъем черпаков с грунтом,

$$P_{п} = (G_{ч} + G_{гр}) \cos \alpha_p, \quad (103)$$

где $G_{ч}$ — сила тяжести черпаков, составляющих рабочую ветвь цепи, в сборе с деталями соединения; $G_{гр}$ — сила тяжести грунта, находящегося в черпаках; α_p — угол наклона черпаковой рамы к горизонту.

Сила тяжести черпаков (рис. 100)

$$G_{ч} = G_{ч.н} n_{н.р} + G_{ч.в} n_{в.р} = m_{ч} g [0,87 n_{н.р} + n_{в.р}], \quad (104)$$

где $G_{ч.н}$, $G_{ч.в}$ — сила тяжести черпака, расположенного соответственно в подводной и надводной частях черпаковой цепи; $n_{н.р}$, $n_{в.р}$ — количество черпаков в рабочей ветви цепи, расположенных соответственно в нижней подводной и верхней надводной частях черпаковой рамы; $m_{ч}$ — масса черпака в сборе с соединительными звеньями; g — ускорение свободного падения; 0,87 — коэффициент, учитывающий действие сил поддержания воды.

Сила тяжести грунта в черпаках

$$G_{гр} = G_{гр.н} n_{н.р} + G_{гр.в} n_{в.р} = V k g \times (\rho_{гр} - \rho_{в}) n_{н.р} + V k g \rho_{гр} n_{в.р}, \quad (105)$$

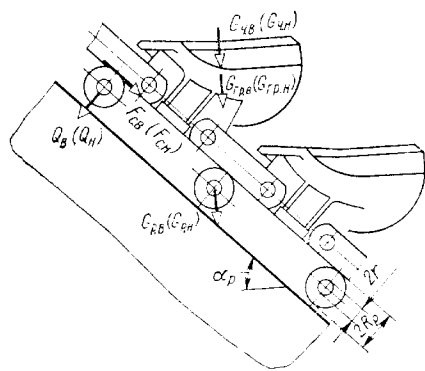


Рис. 100. Схема к определению нагрузок на черпаковые скаты

где $G_{гр.н}$, $G_{гр.в}$ — сила тяжести грунта в черпаке, расположенном соответственно под водой и над водой; $\rho_{гр}$ и $\rho_{в}$ — плотность извлекаемого мокрого грунта в естественном залегании и воды.

Сила трения

$$F_{с} = F_{с.в} + F_{с.н}, \quad (106)$$

где $F_{с.в}$ — сила трения при движении цепи по роликам и в подшипниках черпаковых скатов, расположенных в надводной части черпаковой рамы; $F_{с.н}$ — сила трения, возникающая при движении черпаковой цепи по направляющим роликам и в подшипниках черпаковых скатов, расположенных в нижней, подводной части черпаковой рамы.

$$F_{с.в} = k_1 z_{в} (Q_{в} \mu_1 d/D + Q_{1в} 2f/D), \quad (107)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления движению цепи вследствие трения ее о реборды направляющих роликов черпаковых скатов, равный, примерно, 1,25 [87]; $z_{в}$ — количество черпаковых скатов, расположенных в верхней части рамы, над водой; $Q_{в}$ — нагрузка на подшипники черпакового ската, расположенного на надводной части рамы; μ_1 — коэффициент трения скольжения в подшипниках черпаковых скатов, значение которого при периодической консистентной смазке следует принимать 0,25 для небольших снарядов и 0,15 — для крупных; d — диаметр цапф оси черпакового ската; D — диаметр направляющего ролика ската; $Q_{1в}$ — нагрузка на ролики черпакового ската, расположенного на надводной части рамы; $f = 0,0005$ м — коэффициент трения качения.

Нагрузка на подшипники черпакового ската (см. рис. 100)

$$Q_{в} = \frac{n_{в.р} g \cos \alpha_p}{z_{в}} (m_{ч} + m_{р} + V k \rho_{гр}),$$

где $m_{р}$ — масса направляющих роликов ската в сборе с осью.

Нагрузка на ролики черпакового ската

$$Q_{1в} = \frac{n_{в.р} g \cos \alpha_p}{z_{в}} (m_{ч} + V k \rho_{гр}).$$

По аналогии с выражением (107)

$$F_{с.н} = k_1 z_{н} (Q_{н} \mu_1 d/D + Q_{1н} 2f/D), \quad (108)$$

где $Q_{н}$ — нагрузка на подшипники черпакового ската, расположенного на подводной части рамы (см. рис. 100),

$$Q_{н} = \frac{n_{н.р} g \cos \alpha_p}{z_{н}} [0,87 (m_{ч} + m_{р}) + V k (\rho_{гр} - \rho_{в})];$$

$z_{н}$ — количество черпаковых скатов, расположенных на нижней части рамы, под водой; $Q_{1н}$ — нагрузка на ролики черпакового ската, расположенного на подводной части рамы

$$Q_{1н} = \frac{n_{н.р} g \cos \alpha_p}{z_{н}} [0,87 m_{ч} + V k (\rho_{гр} - \rho_{в})].$$

Совместным решением уравнений (106)—(108) получим

$$F_c = \frac{k_1}{D} [\mu_1 d (Q_{\text{в}} z_{\text{в}} + Q_{\text{н}} z_{\text{н}}) + 2f (Q_{1\text{в}} z_{\text{в}} + Q_{1\text{н}} z_{\text{н}})]. \quad (109)$$

Силу трения, возникающую от осевой нагрузки между упорными планками на ребрах нижнего барабана и полозках черпаков, а также соединительных звеньях, для упрощения расчета ввиду малого его значения можно не учитывать.

§ 47. Черпаки многочерпаковых снарядов

Черпаки многочерпаковых снарядов весьма разнообразны по форме и конструктивному исполнению. Раньше на речных снарядах применяли легкие черпаки конической формы, которые склепывали или сваривали из отдельных частей, вырезаемых из листовой и полосовой стали. Лишь на снарядах, которые создавались специально для извлечения твердых и каменных грунтов, устанавливали тяжелые цельнолитые черпаки.

Сварной черпак (рис. 101) состоит из резака 1, шинельного листа 2, донышка 3, спинки 4 и полозков 5.

Когда многочерпаковые снаряды использовались в основном при выполнении транзитных дноуглубительных работ, связанных с извлечением легких насосных грунтов, сварные черпаки удовлетворяли предъявляемым к ним требованиям. Когда ремонтные дноуглубительные работы стали выполняться, как правило, землесосами, назначение и роль многочерпаковых снарядов изменились: их все больше стали применять на внетранзитных и капитальных работах, при которых необходимо снятие толстых слоев при извлечении тяжелых и вязких материковых грунтов. Опыт показал, что прочность и режущая способность легких сварных черпаков в новых условиях эксплуатации многочерпаковых снарядов оказались недостаточными. Поэтому в традиционную конструкцию черпаков стали вносить изменения, со-

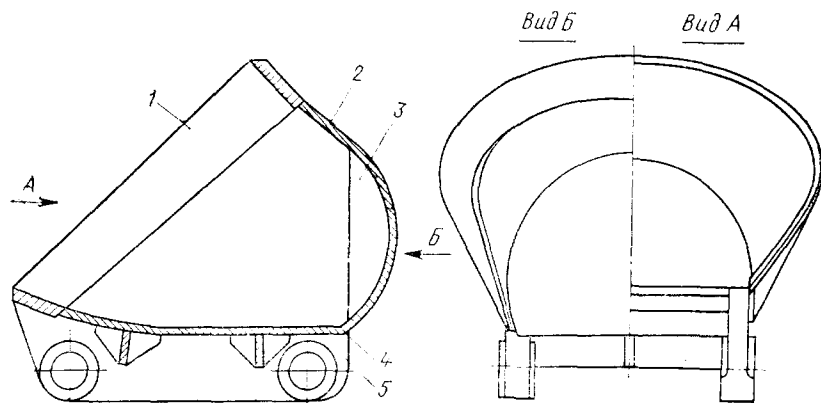


Рис. 101. Черпак сварной

вершенствовать их форму, упрочнять и утяжелять. Полозки черпаков, ранее изготавливавшиеся из полосового проката, стали заменять литыми, более массивными и прочными. Позже количество свариваемых между собой деталей для обеспечения еще большей прочности было сведено до минимального. Полозки, спинка и донышко стали выполнять в общей стальной отливке 1 (рис. 102), называемой кареткой черпака, к которой приваривают только шинельный лист 3, а к нему — резак 2. Так, в процессе совершенствования сварных черпаков появились черпаки комбинированной конструкции.

Для того чтобы улучшить условия резания грунта и опоражнивания составные элементы черпака сварной конструкции должны иметь сложную форму, которую не всегда можно обеспечить. Поэтому на речных многочерпаковых снарядах все более широкое распространение получают цельнолитые черпаки. Высокая прочность и наиболее совершенная форма обеспечивают им большой срок службы и наилучшие эксплуатационные качества.

Относительно большая масса литых черпаков приводит к утяжелению элементов конструкции черпакового устройства и увеличению затрат энергии на преодоление трения, возникающего при движении черпаковой цепи. Поэтому для сравнительно небольших и средних снарядов следует отдать предпочтение комбинированным черпакам.

Черпаки современных снарядов для улучшения опоражнивания изготавливают более широкими и открытыми, несмотря на то, что это ведет к увеличению сопротивления грунта резанию. Спинке черпаков, характерных близким взаимным расположением в цепи, придается некоторый наклон в сторону донышка. Этим предотвращается возможное при опоражнивании вываливание грунта на впереди расположенный черпак. Опушенная задняя часть спинки в некоторой мере увеличивает вместимость черпака без изменения его габаритов, а подъем спинки спереди способствует сокращению его длины. При этом, однако, уменьшается радиальный вылет черпака, а вместе с ним и площадь сечения срезаемой поперечной траншеи.

Особенностью черпаков многих зарубежных снарядов является подъем режущих кромок на боковой проекции, примерно на половину их длины, обеспечивающий им одинаковое наполнение при различных углах наклона черпаковой рамы. В отечественной практике они известны как черпаки равного наполнения. Передняя часть режущей кромки, расположенная у таких черпаков в плоскости I-I (рис. 103), определяет наполнение их при максимальной глубине черпания, а задняя, в плоскости II-II, — при минимальной. Черпаки равного наполнения на отечественных снарядах распространения не получили. Между тем применение их, особенно при изменяющейся в большом диапазоне глубине черпания, заслуживает внимания, тем более, что конструкция черпака при этом практически не усложняется. Следует иметь в виду, что смысл черпаков равного наполнения заключается не только в том, чтобы получить одинаковую вместимость их при разной глубине извлечения грунта. При снятии тонких слоев подъем режущей кромки способствует лучшему заполнению черпака срезаемым грунтом. Поэтому в тех случаях, когда угол наклона ре-

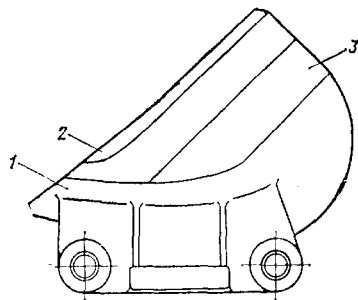


Рис. 102. Черпак комбинированный

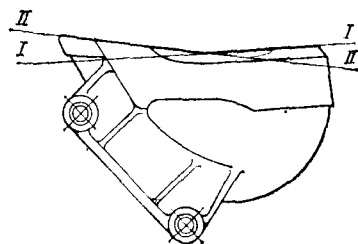


Рис. 103. Черпак равного наполнения

жущих кромок к основанию каретки нельзя принять достаточно большим, обеспечивающим наиболее рациональную геометрическую форму черпака, улучшение последней в значительной мере может быть достигнуто подъемом режущих кромок.

Черпаки, предназначенные для извлечения особо плотных и каменистых грунтов, снабжают зубьями, обычно тремя—четырьмя. В результате предварительного рыхления сопротивление грунта резанию существенно снижается. Менее интенсивен при этом и износ режущих кромок.

Необходимая жесткость черпака обеспечивается главным образом резаком, имеющим значительно большую толщину, чем остальные части. Приварка резака к шинельному листу, выполняемая у черпаков некоторых снарядов под небольшим углом с развалом наружу, или отгиб режущих кромок у литых черпаков повышают жесткость, но вместе с тем вызывают существенное увеличение сопротивления грунта резанию. Отгиб режущих кромок в виде узкой полосы следует поэтому считать допустимым лишь на участках около каретки, где нормальные (без смятия) условия резания грунта не выполнимы из-за сравнительно малого развала боковых стенок.

Плавное, скругленное сопряжение верхней части режущей кромки с ее боковыми участками способствует лучшему внедрению черпака в грунт. При этом большая жесткость и меньшее сопротивление грунта резанию позволяют сделать резак более тонким, с меньшим сопротивлением внедрению в грунт. Форма кривой верхней части зева должна быть такой, при которой высота гребней, образующихся на дне между смежными ходами черпаков при расчетных значениях скорости рабочего перемещения, была бы не более допустимой требованиями по выполнению дноуглубительных работ.

Для улучшения условий резания грунта режущие кромки резака заостряют. Целесообразно комбинированное заострение: на боковых участках, от спинки — с внутренней стороны, а на участке, расположенном против спинки, — с наружной. Разумеется, заострять режущие кромки следует только в пределах режущей части черпака. Для образования твердого слоя на режущие кромки наносят износостой-

кую наплавку электродами или порошковой проволокой. Наиболее совершенной является крестообразная наплавка 2, выполняемая в комплексе с одной — двумя узкими полосами 1 (рис. 104), снаружи и изнутри. Прочность спинки повышают, подкрепляя снизу ребрами жесткости, обычно в виде двух перемычек между ползками. У черпаков зарубежных снарядов по 3—4 ребра жесткости устанавливают, как правило, и с наружной стороны.

Ползки черпаков нередко имеют снаружи упоры в виде приливов или приварных планок, которые служат для осевой фиксации черпаковой цепи на нижнем барабане при действии на нее боковой составляющей сопротивления грунта резанию. Для защиты от износа на их рабочую поверхность наносят износостойкую наплавку. С такими же упорами следует изготовлять и соединительные звенья. Высота упоров должна быть не менее половины высоты соединительного звена.

Некоторым своеобразием отличаются черпаки 1 безмайонных цепей (рис. 105). Они имеют развитую каретку 2, значительно больше по сравнению с обычными вылет, ширину и массу. Вследствие близкого взаимного расположения в цепи у многих из них несравнимо больше и угол подъема спинки. Ползки их в задней части нередко соединяются между собой широкой перемычкой, существенно увеличивающей опорную поверхность. Соответствующей им конфигурации изготовляются при этом и опорные поверхности граней барабанов.

Вместимость черпаков многочерпаковых снарядов принимают, как правило, соответствующей основному ряду R10 предпочтительных чисел согласно стандарту, а именно: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 и 1000. В зарубежной практике существует более широкая градация вместимостей черпаков из-за использования следующего основного ряда, который дополнительно включает в себя промежуточные значения указанных чисел ряда R10, в частности 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710 и 900. В соответствии с предпочтительными числами этих рядов принимается и расстояние t_0 между центрами отверстий в ползках черпаков под черпаковые пальцы. На основе указанных чисел ГИИВТом разработан рациональный параметрический ряд черпаков. В качестве

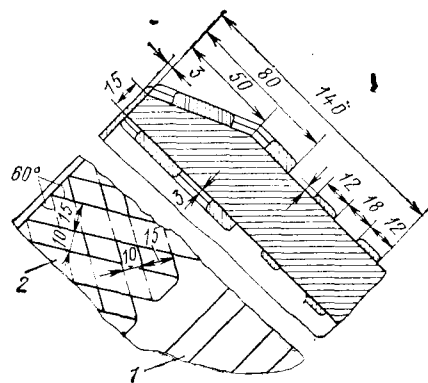


Рис. 104. Износостойкая наплавка

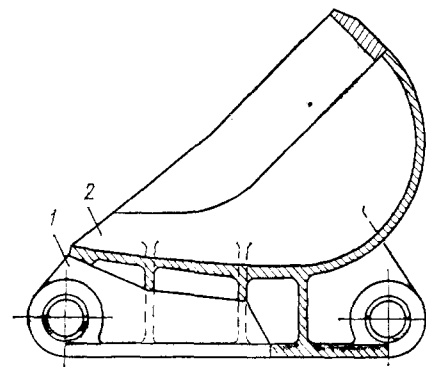


Рис. 105. Черпак безмайонной цепи

основного параметра ряда принято расстояние между центрами отверстий под черпаковые пальцы. Для каждого значения t_0 предусмотрено три типоразмера черпаков разной вместимости. Приближенные значения основных размеров черпаков приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметр	Значение параметра для черпаков типа								
	I			II			III		
Вместимость, л	180	200	224	250	280	315	355	400	450
z_H , мм	480	500	515	535	555	580	600	625	650
A , мм	875	910	935	970	1000	1055	1090	1135	1180
b , мм	905	945	975	1010	1045	1095	1130	1180	1225
t_0 , мм	560			630			710		
$b_{KЧ}$, мм	710			785			885		
h_0 , мм	75			80			90		
γ_1 , град	45—50			45—50			45—50		
γ_2 , град	40			40			40		
δ_1 , град	45—50			45—50			45—50		

Продолжение табл. 6

Параметр	Значение параметра для черпаков типа					
	IV			V		
Вместимость, л	500	560	630	710	800	900
z_H , мм	675	700	725	755	790	820
A , мм	1225	1275	1320	1370	1425	1480
b , мм	1275	1320	1365	1425	1490	1550
t_0 , мм	800			900		
$b_{KЧ}$, мм	990			1100		
h_0 , мм	100			110		
γ_1 , град	45—50			45—50		
γ_2 , град	40			40		
δ_1 , град	45—50			45—50		

Специализация и кооперирование производства социалистических стран, в частности в области судостроения, вызывают необходимость создания единого типоразмерного ряда черпаков и деталей их сочленения. В рамках СЭВ такая работа уже ведется.

§ 48. Расчет вместимости черпака

Вместимость черпака зависит от производительности снаряда, скорости движения черпаковой цепи, рода извлекаемого грунта и определяется по выражению

$$V = \frac{Q_{гр}}{0,06n_{ч}k},$$

где $Q_{гр}$ — проектная производительность снаряда, м³/ч; $n_{ч}$ — частота опораживания, черп./мин; k — коэффициент использования вместимости черпака.

Требуемая производительность снаряда $Q_{гр}$ для разных районов эксплуатации устанавливается на основе технико-экономических расчетов и специальных исследований.

Частота опораживания черпаков, являющаяся скоростным параметром черпаковой цепи, в зависимости от рода грунта и условий работы снаряда изменяется. Ее приходится снижать при разработке плотных, а также липких и засоренных грунтов, при малых глубинах черпания и подходах к кромкам прорези. Расчетное значение $n_{ч}$ устанавливают исходя из наиболее характерных условий работы снаряда. У отечественных снарядов, являющихся универсальными, расчетное значение $n_{ч}$ составляет 14—16 черп./мин, соответствующее разработке тяжелых грунтов. У специализированных зарубежных снарядов ее принимают в зависимости от рода разрабатываемого грунта: 10—13 черп./мин при уборке дробленых скальных пород; 15—18 черп./мин при извлечении тяжелых и до 22 черп./мин при извлечении легких грунтов. Эти же значения следует выбирать при проектировании новых снарядов.

Препятствием к дальнейшему увеличению частоты опораживания черпаков у отечественных снарядов в настоящее время являются: ненормальная работа черпакового привода и чрезмерно высокая вибрация, обусловленные резко возрастающими динамическими нагрузками; затрудненное опораживание черпаков от извлекаемого грунта; более интенсивный износ деталей черпаковой цепи, черпаковых барабанов и направляющих роликов черпаковых скатов; повышенный уровень шума и т. д.

Повышение скоростей движения цепи требует дальнейшего совершенствования черпаковых приводов для улучшения их динамических качеств, геометрической формы черпаков, конструкции черпаковых цепей, черпаковых барабанов и скатов, применения новых более износостойчивых материалов, более качественного изготовления и точной сборки деталей цепи и привода.

Новые решения, направленные на снижение вибрации, по-видимому, должны быть найдены также в проектировании корпуса снаряда, несущих конструкций черпакового устройства, копровой башни и их рациональном расположении. Небезынтересно отметить, что для зарубежных снарядов характерны более высокие по сравнению с отечественными значения соотношений главных размерений, в частности B/L и H/L . В результате корпуса их имеют большую жесткость, обеспечивающую возможность работы с повышенной скоростью черпаковой цепи.

Коэффициент использования вместимости черпака $k = k_n/k_p$, где k_n — коэффициент наполнения черпака. При наклоне черпаковой рамы под углом, равным γ_2 между режущими кромками черпака и основанием каретки, $k_n = 1$; k_p — коэффициент разрыхления грунта. При проектировании отечественных снарядов, предназначенных для разработки тяжелых грунтов, а также для японских снарядов k принимают равным 0,7. У снарядов производства Голландии и ФРГ, предназначенных для извлечения легких грунтов, $k = 0,85$.

§ 49. Определение размеров черпака

Проектирование черпаков представляет собой довольно сложную задачу из-за противоречивых требований, предъявляемых к их форме и конструкции. Правильное решение ее требует опыта и знаний основных закономерностей, в комплексе определяющих оптимальные параметры всех рабочих устройств земснаряда, в частности черпакового, и рабочих перемещений.

Геометрическая форма черпака, так же как и его конструкция, зависит от рода извлекаемого грунта, диапазона изменения глубины черпания, технологии изготовления и т. п. Черпаки для извлечения рыхлых, легко вываливающихся грунтов, делают глубокими, для извлечения вязких — открытыми и с большим развалом боковых стенок.

Размеры черпака, характеризующие его форму и конструкцию, устанавливают через соотношения между ними, выраженные в виде безразмерных коэффициентов.

Определение основных размеров. Основными размерами для выбора формы черпака считают вылет a (рис. 106), наибольшую ширину b и глубину z_0 в горизонтальном сечении, параллельном основанию каретки, измеренные по внутренним поверхностям черпака. Указанных размеров было достаточно для характеристики черпаков упрощенной конической формы. Более сложная геометрическая форма современных черпаков требует дополнительных размеров. Такими размерами могут быть длина A зева в диаметральной сечении черпака и наибольшая глубина z_n в сечении, нормальном к плоскости зева.

В качестве безразмерных коэффициентов, используемых для определения основных размеров черпака, принимают коэффициенты:

глубины $k_{z_n} = z_n / \sqrt[3]{V}$ и ширины $k_b = b/z_n$ черпака, а также длины зева $k_A = A/z_n$. Численные значения указанных коэффициентов, полу-

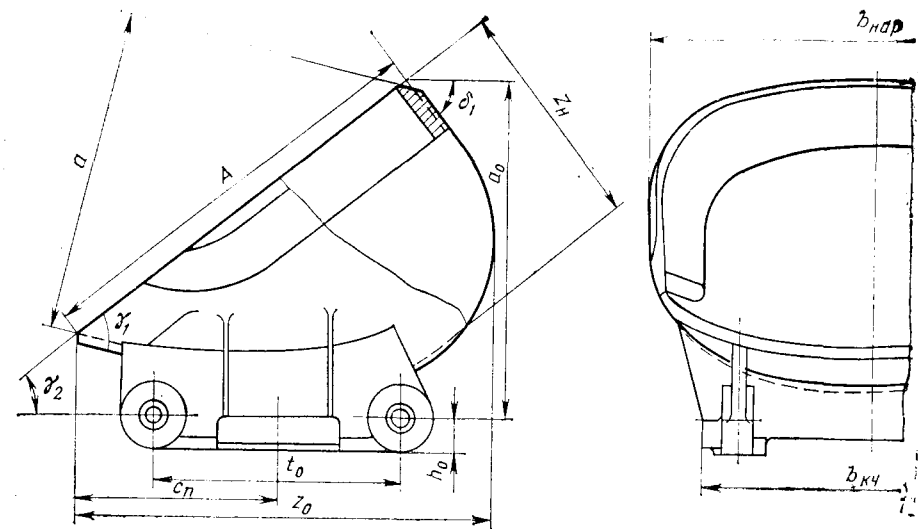


Рис. 106. Основные размеры черпака

ченные на основе теоретических исследований для черпаков с углом наклона режущих кромок к спинке $\gamma_1 = 45 \div 50^\circ$, составляют: $k_{z_n} \approx 0,85$; $k_b \approx 1,88$; $k_A \approx 1,85 \div 1,82$. У черпаков для безмайнонных цепей значения коэффициентов k_{z_n} и k_b могут быть несколько больше, чем для обычных черпаков с соединительными звеньями, и достигать соответственно 0,81 и 2,1.

Кроме указанных основных размеров, форму и конструкцию черпака определяют еще угловые величины, в частности: γ_1 — угол наклона режущих кромок относительно спинки черпака в диаметральной сечении; γ_2 — угол между режущими кромками и основанием каретки; $\Delta\gamma = \gamma_1 - \gamma_2$ — угол наклона спинки к основанию каретки; δ_1 — угол наклона резака к основанию каретки в диаметральной сечении; δ_2 — угол наклона (развал) боковых стенок в различных сечениях черпака. Угол γ_1 зависит от наклона спинки и режущих кромок. Его значение у черпаков современной формы составляет $45-55^\circ$. Угол γ_2 для обеспечения наилучших условий заполнения черпаков срезаемым грунтом при нормальной глубине черпания не следует принимать менее 40° . При меньших его значениях режущие кромки на боковой проекции необходимо делать с подъемом от середины, как у черпаков равного наполнения.

Угол $\Delta\gamma$ наклона спинки выбирают в зависимости от шага черпаковой цепи и числа граней верхнего барабана. При уменьшении шага и большем числе граней необходимое значение $\Delta\gamma$ увеличивается. Обычно оно составляет не более $10-15^\circ$ и определяется путем графического построения, характеризующего взаимное положение двух смежных черпаков при прохождении через верхний барабан.

Оптимальное значение угла δ_1 согласно исследованиям установлено $30-40^\circ$. Однако для улучшения условий опораживания черпаков

и упрощения изготовления значение δ_1 обычно увеличивают до 50° . При большем значении δ_1 режущие качества черпака ухудшаются, так как не только повышаются затраты энергии на резание грунта, но и увеличиваются нагрузки, действующие на элементы конструкции черпака, черпаковой рамы и рамоподъемного устройства. В результате при чрезмерно больших значениях δ_1 нередко наблюдаются случаи повреждения черпаков, сопровождающиеся вытяжкой резака и шинельного листа, вырывами отдельных частей резака или отрывом его от спинки и шинельного листа. Ввиду этого угол между режущими кромками и внутренней поверхностью резака в диаметральной сечении не следует допускать менее 90° . Если его принять 90° , то угол $\delta_1 = 90^\circ - \gamma_2$.

Углы δ_2 в различных сечениях боковой поверхности черпака неодинаковы, их значения определяют расчетом. Большой угол γ_2 , меньшая глубина черпака в горизонтальных сечениях около каретки и возможно большее смещение ее в переднюю часть спинки ведут к увеличению углов δ_2 .

Основными размерами, характеризующими конструкцию черпака, являются: расстояние t_0 между центрами отверстий под черпаковые пальцы; смещение c_n середины ползков черпака от передней кромки спинки; вылет a_0 от линии центров отверстий под черпаковые пальцы; наружная ширина $b_{н.ч}$ каретки черпака.

Указанные размеры также связывают между собой определенными соотношениями. Расстояние t_0 при этом рассчитывают по формуле

$$t_0 = k_t \sqrt[3]{V},$$

где k_t — коэффициент, значение которого у черпаков отечественных снарядов составляет 0,091—0,108, а у черпаков зарубежных снарядов — 0,083—0,116. Меньшие значения k_t относятся к черпакам с углами $\gamma_2 = 45^\circ$, характерным для снарядов с большой глубиной черпания. Обычно k_t выбирают равным 0,093—0,098.

Чем меньше величина t_0 , тем ближе черпаки расположены друг к другу, тем в большей мере обеспечивается контакт цепи со срезаемым грунтом. В результате нагрузка на черпаковый привод становится более равномерной, позволяющей обеспечить повышенную скорость черпаковой цепи при работе снаряда.

С уменьшением t_0 сокращается длина граней верхнего барабана и его масса, что, с одной стороны, приводит к повышению устойчивости снаряда, с другой — к более вероятному холостому провертыванию барабана при внезапном возрастании нагрузки на цепь.

Смещение c_n ползков черпака в переднюю часть спинки благоприятно сказывается на резании грунта и заполнении черпака. Чем меньше отношение c_n/z_0 , тем больше разность радиусов R_4 и R_6 — соответственно наиболее удаленных и наиболее близко расположенных от оси нижнего барабана точек режущей кромки резака и передней кромки спинки. В результате увеличивается площадь сечения срезанной поперечной траншеи и соответственно снижается скорость рабочего перемещения снаряда. Недопустимо, однако, и чрезмерно большое

смещение ползков, так как это может привести к деформации черпака около доньшка под действием усилия резания. У современных черпаков значение c_n обычно составляет $(0,46 \div 0,5) z_0$.

Вылет a_0 должен быть таким, при котором зазор между спинкой в передней и задней частях черпака и концами соединительных звеньев обеспечивал бы поворот их относительно друг друга при прохождении цепи через верхний барабан.

Наибольшая ширина каретки черпака по наружным краям упорных планок (или приливов) на ползках черпака для большинства снарядов $b_{н.ч} \approx 0,12 \sqrt[3]{V}$.

Определение прочностных размеров. Сложность формы черпака и трудность учета действующих на него усилий по значению и направлению не позволяют определить прочностные размеры его составных частей аналитическим путем. Поэтому при проектировании толщины

их δ принимают на основе опыта по зависимости вида $\delta = k_{пр} \sqrt[3]{V}$.

Исходя из практики коэффициент $k_{пр}$ при выборе толщины резака следует принимать приблизительно равным 4 у черпаков, предназначенных для разработки легких грунтов, и 5,5 у черпаков для тяжелых грунтов, а при определении толщины шинельного листа — соответственно не менее 1,5 и 2,2. Для литых черпаков минимальная толщина шинельного листа ограничивается возможностями технологии изготовления; обычно она бывает не менее 18 мм. Ширина резака у черпаков вместимостью 300 л и более обычно составляет 170—250 мм, а у черпаков меньшей вместимости — 50—150 мм.

Толщина спинки и доньшка у сварных черпаков обычно равны толщине шинельного листа. У комбинированных черпаков, имеющих спинку и доньшко в общей отливке, толщина их, как правило, на 20—40% больше толщины шинельного листа.

§ 50. Построение теоретического чертежа черпака. Определение вместимости

Использование безразмерных коэффициентов и угловых величин позволяет определить по известной вместимости черпака только основные его размеры. Полностью задать требуемую форму черпака можно лишь при помощи теоретического чертежа. Теоретический чертеж позволяет решать и другие задачи, в частности проверить вместимость проектируемого черпака и определить ее для различных углов наклона черпаковой рамы, выполнить шаблоны для изготовления составных частей — резака, шинельного листа и спинки с доньшком.

Построение теоретического чертежа. Теоретический чертеж черпака представляет собой изображение его формы по внутренней поверхности на трех проекциях: главном виде, в плане и виде слева (рис. 107). Обычно его выполняют в масштабе 1 : 5. Построение начинается с изображения черпака на главном виде в том положении, которое он занимает в черпаковой цепи при нормальной глубине черпания. Сначала проводят горизонталь $ББ$, определяющую положение

зева черпака, на которой откладывают отрезок $ГС$, равный длине A зева. Затем из одного (левого) конца его строят прямую $ГГ$ под углом γ_1 , а из другого — перпендикуляр $СС$, равный наибольшей глубине z_n черпака. Через конец отрезка $СС$ проводят прямую $ММ$, параллельную $ББ$. Далее между прямыми $ГМ$ и $СС$ проводят линию DD на расстоянии l от точки $Г$ примерно равном $(0,66 \div 0,67) A$, которая определяет положение сечения с максимальной глубиной. Наконец, из центра, расположенного на прямой DD , проводят дугу через точку $Д$ радиусом $R = A - l$, конец которой плавной кривой соединяют с линией $ГГ$. Полученное на главном виде изображение черпака оказывается вписанным в прямоугольник со сторонами $ГС = A$ и $СС = z_n$.

Для изображения черпака на двух других его проекциях строят прямоугольники, длина и высота которых соответствует прямоугольнику на главном виде, а ширина на виде слева и на проекции в плане — половине внутренней ширины b черпака.

На главном виде черпак рассекают рядом горизонтальных плоскостей $a-a$, $b-b$ и т. д., которые в пересечении с его боковой поверхностью на проекции в плане образуют ватерлинии — кривые $a-a$, $b-b$ и т. д. В плане их изображают в истинном виде, а на двух других

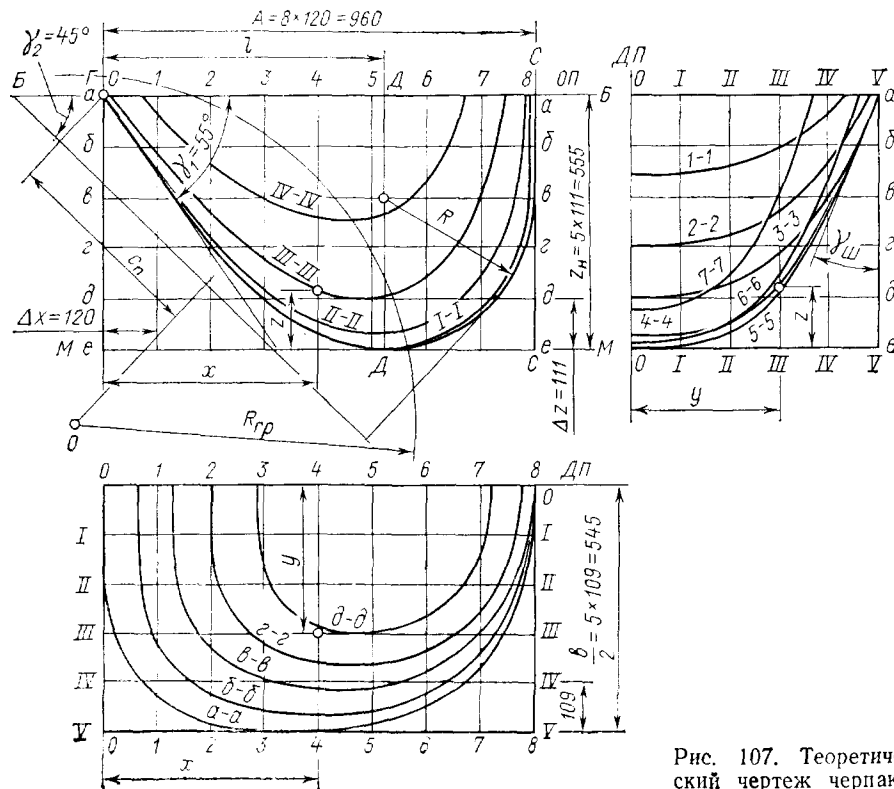


Рис. 107. Теоретический чертеж черпака

проекциях — в виде прямых. Расстояния между секущими плоскостями принимают одинаковыми, равными Δz , в сумме составляющими глубину z_n черпака.

На проекции в плане черпак рассекают вертикальными плоскостями $0-0$, $I-I$, $II-II$ и т. д., параллельными диаметральной плоскости. В пересечении с боковой поверхностью черпака они образуют на главном виде батоксы — кривые $0-0$, $I-I$, $II-II$ и т. д., изображаемые в истинном виде, а на двух других проекциях — в виде прямых.

На проекции в плане черпак рассекают еще рядом вертикальных плоскостей $0-0$, $1-1$, $2-2$ и т. д., перпендикулярных диаметральной плоскости. В пересечении с его боковой поверхностью они образуют на виде слева шпангоуты — кривые $0-0$, $1-1$, $2-2$ и т. д. На этой проекции они имеют истинный вид, а на двух других — вид прямых. Расстояния между секущими плоскостями принимают одинаковыми, равными Δx , в сумме составляющими длину A зева.

Ватерлинии и шпангоуты на проекциях в плане и виде слева ввиду симметричной формы обычно изображают только для одной половины черпака.

Согласование между собой линий теоретического чертежа позволяет построить по боковому очертанию черпака на главном виде и одной из его проекций — третью. Для этого достаточно иметь заданным одно семейство кривых — ватерлиний или шпангоутов; последние позволяют более наглядно судить о форме черпака. Решение задачи упрощается, если для этой цели использовать теоретический чертеж черпака-прототипа.

Если задаться ватерлиниями на проекции в плане, то точки их пересечения со шпангоутами определяются полуординатами y , измеренными от диаметральной плоскости черпака. Переноса их на соответствующие ватерлинии на виде слева и соединяя полученные точки, принадлежащие одному сечению, получают шпангоуты. Если же задаться шпангоутами на виде слева, то точки пересечения их с ватерлиниями характеризуются полуординатами y , измеренными от диаметрального батокса. Переноса их на соответствующие шпангоуты на проекции в плане и соединяя полученные точки, принадлежащие одному сечению, получают ватерлинии.

Поверхности резака у черпаков комбинированной конструкции, а у сварных — и шинельного листа, должны быть развертываемые на плоскости. Чтобы выполнить это условие, шпангоуты на виде слева в пределах соответствующей длины должны иметь вид прямых линий. Такой же у сварных черпаков должна быть и поверхность спинки. Изготовление деталей черпака при этом существенно упрощается.

Для получения достаточного развала боковых стенок черпака необходимо, чтобы углы $\gamma_{ш}$ наклона шпангоутов от вертикали на виде слева составляли не менее 22° . Форма нижней части зева, при которой боковые стенки имеют наибольший развал, соответствует изображению, приведенному на рис. 106.

Батоксы на боковой проекции черпака строят по проекциям точек пересечения их с соответствующими шпангоутами на виде слева, определяемыми аппликатами z , или по проекциям точек пересечения с соот-

ветствующими ватерлиниями в плане, определяемом абсциссами x . Изображение батоксов является контролем плавности перехода поверхностей по сечениям черпака. При плавных формах все точки, принадлежащие батоксам, образуют плавные кривые.

Для выполнения моделей и шаблонов, используемых при изготовлении составных частей черпака, на теоретическом чертеже приводят таблицу координат по теоретическим шпангоутам (табл. 7), где указывают численные значения координат точек пересечения следов секущих плоскостей — ватерлиний и батоксов — со шпангоутами на видах в плане и слева от основной (ОП) и диаметральной (ДП) плоскостей.

На теоретическом чертеже полезно показать и цилиндрическое сечение с радиусом $R_{гр}$, определяющее наиболее близко расположенные к оси вращения нижнего барабана точки режущих кромок черпака.

Определение вместимости черпака. Определение геометрических размеров черпака на основе безразмерных коэффициентов не дает гарантии точного соответствия его вместимости заданной. Ввиду этого возникает необходимость в определении фактической вместимости.

Распространенное в практике определение вместимости по теоретическому чертежу основано на вычислении площадей ватерлиний при помощи так называемого метода трапеций. Вычисления производят в табличной форме. Примерный расчет для черпака вместимостью 280 л приведен в табл. 8. В таблицу вносят снятые с теоретического чертежа значения полуординат точек пересечения ватерлиний со шпангоутами. По горизонтальным строкам их суммируют, затем вычисляют поправки Δy , представляющие в каждой строке полусумму крайних замеров y_m и y_n . Вычитая эти поправки из первоначально полученных сумм Σy , находят исправленные суммы $\Sigma' y$. Умножая значения $\Sigma' y$ на значение интервала Δx между плоскостями 0-0, 1-1, 2-2 и т. д., получают площади S ватерлиний. Суммирование их по вертикали дает сумму ΣS . Вычитая из нее поправку ΔS , равную полусумме крайних значений слагаемых в вертикальном столбце, находят исправленную сумму $\Sigma' S$. Произведение $\Delta z \Sigma' S$ представляет собой определяемую вместимость черпака.

Для получения более точных результатов интервалы Δx и Δz между секущими плоскостями следует принимать небольшими, не сму-

Таблица 7

Номера теоретических шпангоутов	Высоты от ОП, м, для батоксов					Полушироты от ДП, м, для ватерлиний				
	0-0	1-1	II-II	III-III	IV-IV	a-a	б-б	в-в	г-г	д-д
0-0	0,000	0,000	0,000	—	—	0,000	—	—	—	—
1-1	0,172	0,172	0,165	0,120	0,040	0,475	0,365	—	—	—
2-2	0,326	0,326	0,310	0,255	0,155	0,535	0,465	0,375	0,000	—
3-3	0,447	0,447	0,427	0,355	0,230	0,545	0,497	0,435	0,350	0,185
4-4	0,525	0,525	0,500	0,430	0,265	0,545	0,507	0,455	0,390	0,317
5-5	0,555	0,550	0,525	0,455	0,265	0,535	0,502	0,455	0,400	0,327
6-6	0,547	0,537	0,500	0,400	0,190	0,492	0,465	0,420	0,357	0,295
7-7	0,475	0,465	0,400	0,235	—	0,400	0,400	0,330	0,280	0,165
8-8	0,000	—	—	—	—	0,000	0,000	0,000	—	—

Секущие плоскости	Полуординаты y в секущих плоскостях, м								Сумма полуординат Σy	Поправка $\Delta y = \frac{y_m + y_n}{2}$	Исправленная сумма $\Sigma' y = \Sigma y - \Delta y$	Площадь ватерлиний $S = \frac{1}{2} \Delta x \Sigma' y$
	0-0	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7				
a-a	0,32	0,48	0,53	0,545	0,545	0,53	0,50	0,40	0,17	4,02	0,245	3,77
б-б	0,14	0,38	0,47	0,50	0,51	0,50	0,47	0,37	0,15	3,21	0,005	3,20
в-в	—	0,06	0,38	0,44	0,45	0,45	0,42	0,34	0,13	2,67	0,095	2,57
г-г	—	—	0,23	0,35	0,40	0,40	0,37	0,30	0,02	2,07	0,125	1,94
д-д	—	—	—	0,24	0,32	0,32	0,30	0,19	—0,13	1,24	0,055	0,18
e-e	—	—	—	—	—	0,0	—	—	—	0,0	0,0	0,0

Сумма площадей ватерлиний ΣS 3,04 м²

Поправка $\Delta S = (S_{a-a} + S_{e-e})/2$ 0,45 м²

Исправленная сумма площадей ватерлиний, $\Sigma' S = \Sigma S - \Delta S$ 2,59 м²

Вместимость черпака, $V = \Delta z \Sigma' S$ 0,285 м³

щаясь тем, что теоретический чертеж насыщается большим числом линий. В этом случае кривизна ватерлиний между шпангоутами будет меньше, и площадь ватерлиний окажется ближе к истинной.

При определении полуординат для концевых участков ватерлиний следует пользоваться так называемыми приведенными ординатами, которые позволяют установить вместимость черпака более точно. Правила нахождения их известны из курса теории корабля. Изображать приведенные ординаты на теоретическом чертеже нет необходимости. Если они имеют отрицательные значения, то минус учитывается при суммировании полуординат и определении поправки Δy .

Следует иметь в виду, что вместимость черпака заведомо окажется несколько менее вычисленной по чертежу из-за входящей во внутреннее пространство черпака выступающей части резака.

При существенном расхождении расчетной и фактической вместимостей в принятые размеры черпака необходимо внести поправки. Размеры следует пересчитать по формуле $A_0 = A_\phi \sqrt{V_0/V_\phi}$, где A_0 и A_ϕ — соответственно определяемый и фактический размеры черпака; V_0 и V_ϕ — соответственно расчетная и фактическая вместимости.

§ 51. Определение углов δ_2 наклона боковых стенок черпака

Чтобы резание грунта осуществлялось с наибольшей эффективностью, углы δ_2 принимают с учетом технологических параметров — скорости движения черпаковой цепи и скорости рабочего перемещения снаряда. Чтобы установить влияние последних на форму черпака, рассмотрим сначала условия резания грунта.

Различают тонкие и толстые слои извлекаемого черпаками грунта. Применительно к связным грунтам тонкими слоями считают такие,

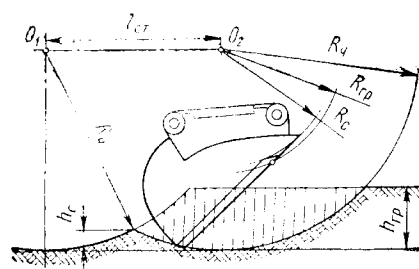


Рис. 108. Схема резания черпаком тонкого слоя грунта

у которых толщина $h_{гp}$ (рис. 108) не превышает радиального вылета черпака $a_{ч}$, равного разности радиусов $R_{ч}$ и $R_{с}$.

При снятии тонких слоев на малых глубинах черпания резание грунта происходит до поступления черпаков на нижний барабан, в шлейфе черпаковой цепи. Шлейфом называют участок холостой ветви цепи между точками A и B (рис. 109). Положение точки B определяется пересечением вертикали, проходящей через центр нижнего бара-

бана, с дугой окружности, описанной из этого центра наиболее удаленной точкой режущей кромки черпака; точка A находится на пересечении горизонтали, проходящей через точку B, с траекторией движения наиболее удаленных точек режущих кромок черпаков. Расстояние AB называется длиной шлейфа, численное значение ее зависит от глубины опускания черпаковой рамы и состояния черпаковой цепи. С уменьшением глубины черпания и по мере износа деталей сочленения черпаков длина шлейфа увеличивается.

При снятии грунта черпаками в шлейфе на поверхности дна образуются поперечные гребни высотой h_r . В результате для получения заданной глубины, измеряемой над наиболее высокими из них, приходится удалять дополнительный объем грунта, находящийся ниже проектного дна. Прорезь разрабатывается, таким образом, с запасом на неровность дна после работы снаряда. Указанный запас зависит от продольной подачи снаряда и рода грунта.

Резание грунта черпаками шлейфа менее эффективно, чем черпаками на нижнем барабане, поскольку в этом случае они лишены упора, необходимого для создания требуемых режущих усилий. Образование шлейфа — явление нежелательное, но при малых глубинах черпания — неизбежное. Вопрос о том, каким должно быть натяжение холостой ветви цепи, а следовательно, и длина шлейфа, можно решить лишь после графического построения, определяющего расположение цепи при различных глубинах черпания.

Слой грунта толщиной, превышающей радиальный вылет черпака, считают толстыми. Наименьшая толщина срезаемых слоев грунта приблизительно равна половине радиального вылета черпака, наибольшая, снимаемая за один проход, примерно составляет $1,3R_{ч}$.

При снятии толстых слоев связных грунтов на больших глубинах черпания (рис. 110) резание грунта черпаками осуществляется только при прохождении их через нижний барабан. Траектория движения любой точки черпака в этом случае представляет собой винтовую линию. Проекция теоретической траектории на вертикальную плоскость, параллельную ДП снаряда, является дугой окружности с центральным углом до 120° . Извлекаемый грунт срезается при этом стружкой серповидного сечения, ограниченной двумя дугами одного

радиуса, смещенными по горизонтали на подачу $l_{ст}$ снаряда в направлении оси прорези.

Неровность дна обуславливается не только поперечными гребнями между смежными поперечными траншеями, но и образующимися между смежными режущими ходами черпаков. Высота этих гребней зависит от формы режущей кромки черпака и скорости рабочего перемещения снаряда, определяющей перекрытие смежных следов черпаков. Чем больше перекрытие, тем меньше высота образующихся гребней. Перекрытие следов черпаков характеризуют в долях наибольшей ширины b черпака. Минимальное значение ее в сечении, нормальном к направлению движения черпаков, принимается не менее $0,4b$.

При резании грунта в шлейфе любая точка черпака движется вместе с цепью с относительной скоростью $v_{ц}$ и одновременно перемещается со снарядом с переносной скоростью $v_{ш}$, равной скорости рабочего перемещения (рис. 111). Абсолютная скорость или скорость резания v_r при параллельном способе рабочих перемещений направлена под углом α к оси прорези, при багермейстерском — под углом $\alpha + \beta$, где β — угол разворота снаряда, измеряемый между ДП и осью прорези.

Нормальное резание грунта осуществляется при условии, что во всех сечениях черпака

$$\delta_2 \geq \arctg \alpha, \quad (110)$$

где δ_2 — угол наклона боковых стенок, измеряемый между прямой, параллельной оси черпака, проходящей через рассматриваемую точку режущей кромки, и касательной к следу сечения секущей плоскостью боковой поверхности черпака; α — угол между векторами скоростей $v_{ц}$ и v_r .

При несоблюдении условия (110) происходит смятие грунта боковой поверхностью черпака. Увеличенное сопротивление грунта резанию при смятии вызывает дополнительные нагрузки на черпаковый

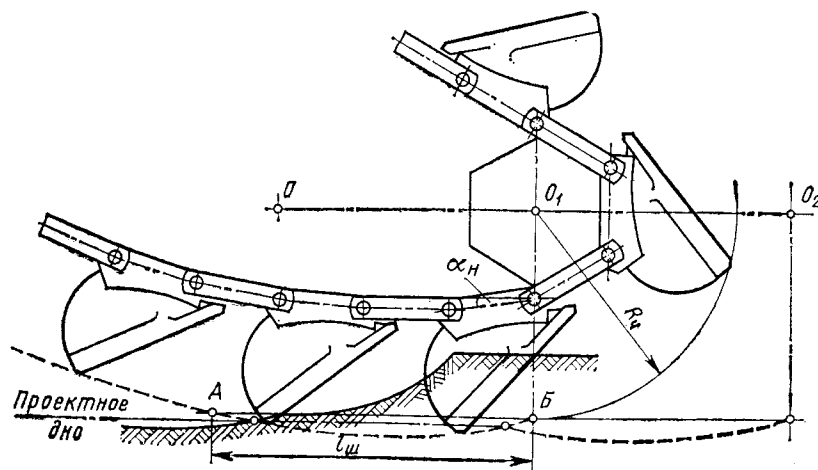


Рис. 109. Схема резания грунта черпаками шлейфа

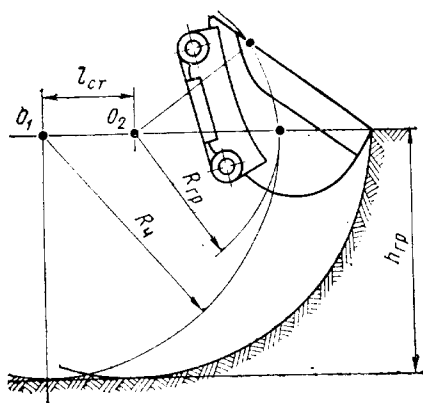


Рис. 110. Схема резания черпаком толстого слоя грунта

на различных отстояниях от оси черпаковой цепи, будут при этом равны средней скорости цепи $v_{ц.ср}$, а углы α для различных сечений боковой поверхности черпака — одинаковы.

При параллельном способе рабочих перемещений

$$\operatorname{tg} \alpha = v_{п} / v_{ц.ср}, \quad (111)$$

при багермейстерском

$$\operatorname{tg} \alpha = v_{п} \cos \beta / v_{ц.ср} + v_{п} \sin \beta. \quad (112)$$

Поскольку отношение $v_{п} / v_{ц.ср}$ зависит от рода извлекаемого грунта, толщины снимаемого слоя и глубины черпания, условие (110)

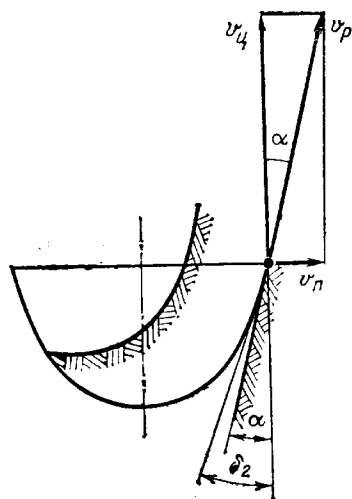


Рис. 111. Схема к определению углов α

привод и средства для рабочих перемещений, что, в свою очередь, приводит к повышенным затратам энергии на работу снаряда, более интенсивному износу специального оборудования и к необходимости большего натяжения холостой ветви черпаковой цепи для предотвращения схода ее с нижнего барабана.

Движение черпаков в шлейфе черпаковой цепи с достаточной точностью можно считать поступательным и углы α определять для горизонтальных сечений, параллельных основанию каретки. Линейные скорости всех точек режущей кромки черпака, расположенных

на различных отстояниях от оси черпаковой цепи, будут при этом равны средней скорости цепи $v_{ц.ср}$, а углы α для различных сечений боковой поверхности черпака — одинаковы.

При параллельном способе рабочих перемещений

$$\operatorname{tg} \alpha = v_{п} / v_{ц.ср}, \quad (111)$$

при багермейстерском

$$\operatorname{tg} \alpha = v_{п} \cos \beta / v_{ц.ср} + v_{п} \sin \beta. \quad (112)$$

Поскольку отношение $v_{п} / v_{ц.ср}$ зависит от рода извлекаемого грунта, толщины снимаемого слоя и глубины черпания, условие (110)

должно выполняться для каждого сечения черпака при наибольшем угле α . Соответствующее ему значение $v_{п}$, входящее в выражения (111) и (112), следует принимать равным $v_{п\max}$, определяемым из уравнения грунтозабора [см. формулу (145)] при $f = f_{\min}$, а значение $v_{ц.ср}$ — соответствующим расчетной частоте опораживания черпаков n_q . Значение $f_{\min}$ следует определять по формуле [44]

$$f_{\min} = 0,78R_q - 0,86R_q R_{гр}.$$

Если грунт снимают черпаками, находящимися на нижнем барабане, траектории движения всех точек режущей кромки черпака представляют собой винтовые линии. Углы α в этом случае следует определять для соот-

ветствующих цилиндрических сечений. Поскольку окружные скорости точек, расположенных на разных отстояниях от оси вращения барабана, различны, неодинаковы и углы α .

При параллельном способе рабочих перемещений [76]

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{п}}{\frac{4\pi}{z_{г.н}} R_i n_q}, \quad (113)$$

где $z_{г.н}$ — число граней нижнего барабана; R_i — радиус окружности, описанной из центра вращения нижнего барабана через рассматриваемую точку i на режущей кромке черпака.

При багермейстерском способе рабочих перемещений [76]

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{п}}{\frac{4\pi}{z_{г.н}} R_i n_q + v_{п} \sin \beta}. \quad (114)$$

Величина $\frac{4\pi}{z_{г.н}} R_i n_q$ в формулах (113) и (114) выражает собой среднюю линейную скорость v_{R_i} точек боковой поверхности черпака на радиусе R_i . Поскольку v_{R_i} больше $v_{ц.ср}$, углы α при резании грунта черпаками на нижнем барабане оказываются несколько меньше, чем при резании грунта черпаками шлейфа.

Выражение (112) отличается от (111) так же, как и выражение (114) от (113), множителем

$$\frac{\cos \beta}{1 + \frac{v_{пn}}{v_{ц.ср}} \sin \beta},$$

который всегда меньше единицы. Поэтому при одних и тех же значениях $v_{п}$, $z_{г.н}$ и n_q значения углов α при багермейстерском папильонировании меньше, чем при параллельном.

В соответствии с выражениями (111) и (113) углы δ_2 для черпака принятой формы, изображенной с помощью теоретического чертежа, должны быть проверены в горизонтальных или цилиндрических сечениях в зависимости от условий грунтозабора. Если диапазон изменения глубины черпания невелик и конструкция черпакового устройства обеспечивает резание грунта черпаками только при прохождении черпаковой цепи через нижний барабан, то углы δ_2 следует сопоставлять со значениями α , определяемыми по выражению (113). В общем случае, когда резание грунта осуществляется и в шлейфе черпаковой цепи, и на нижнем барабане, углы δ_2 должны соответствовать углам α , найденным по формуле (111).

Значения углов δ_2 могут быть получены при помощи теоретического чертежа по двум проекциям черпака. Для этого на главном виде (рис. 112) через точки 2, 3 и т. д., расположенные на ватерлинии $a-a$ в пределах режущей части черпака за цилиндрическим сечением с радиусом $R_{гр}$, проводят секущие плоскости 2-2, 3-3 и т. д., параллель-

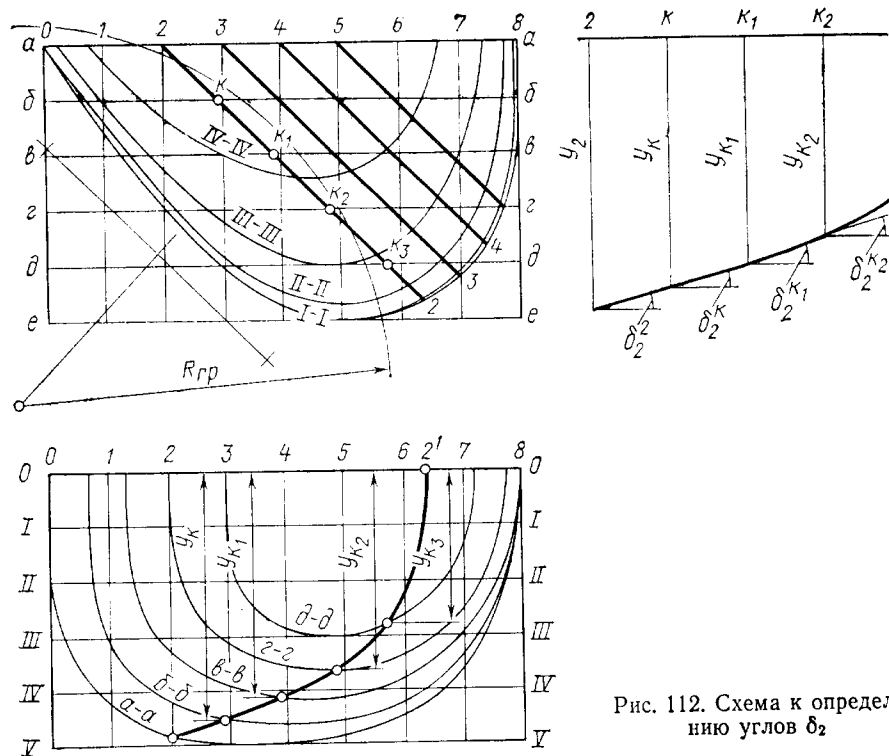


Рис. 112. Схема к определению углов δ_2

ные основанию каретки. Точки пересечения следов их с ватерлиниями позволяют получить проекции следов на горизонтальную плоскость. По точкам, принадлежащим следам секущих плоскостей на главном виде и их проекциям в плане, можно построить кривые, определяющие форму боковой поверхности черпака в рассматриваемых сечениях, а по ним установить численные значения углов δ_2 .

Для построения кривых, например, для сечения 2-2 проводят прямую $O-O$ (ось симметрии сечения) на проекции в плане, по которой откладывают отрезки, равные отрезкам 2-к, к-к и т. д., замеренным на следе секущей плоскости на главном виде. Через полученные точки восстанавливают перпендикуляры к оси $O-O$, на которых отмечают отрезки, соответствующие ординатам y_2, y_k, y_{k1} и т. д. точек 2, к, k_1 и т. д., принадлежащих ватерлиниям на проекции в плане. Соединяя концы этих отрезков, получают кривую, определяющую форму боковой поверхности черпака в рассматриваемом горизонтальном сечении. Углы между прямыми, параллельными оси $O-O$, и касательными к полученной кривой в любой ее точке представляют собой углы δ_2 . Аналогично устанавливают их значения и в других горизонтальных сечениях.

Поступая подобным образом, можно определить углы δ_2 и в цилиндрических сечениях, проходящих через те же точки на ватерлинии $a-a$.

Черпаковая рама, на которой лежит вся рабочая часть черпаковой цепи, обычно представляет собой сварную конструкцию в виде пространственной фермы, состоящую из двух параллельно расположенных боковых полотнищ 2 (рис. 113), соединенных между собой сверху и снизу поперечными перемышками 6 из швеллерных профилей. Из таких же профилей изготовляют верхние и нижние полки 5 боковых полотнищ, на которых выставляют приварные шашки 4 под стойки подшипников черпаковых скатов 3. К полкам верхней и нижней переышек 6 и к полотнищам 2 приваривают вертикальные 8 и наклонные 7 диафрагмы из листовой стали. В средней части вертикальных диафрагм для облегчения конструкции делают вырезы. Наклонные диафрагмы подкрепляют угольниками. Черпаковая рама такой конструкции обладает высокой жесткостью, обеспечивающей работу нижнего барабана и черпаковых скатов без перекосов их осей в опорных подшипниках.

На оси 1, устанавливаемой в литых ступицах, рама подвешивается верхней частью на раскосах черпаковой башни, а нижней с помощью подвески 11 и рамоподъемного полиспаста — на копровой башне. Подшипники оси верхнего подвеса рамы стальные литые.

С торца нижнего конца рамы крепят подшипники 13 оси нижнего барабана 12. С наружных сторон боковых полотнищ сверху и снизу приваривают швеллеры 9, которыми рама опирается на направляющие полосы на стенках корпусной прорези. Проушины 10 используют для крепления рамы в походном положении.

Нижнюю концевую часть рамы часто изготовляют в виде отдельной детали, обычно стальной литой, подвергаемой механической обработке. К основной раме ее приваривают, обеспечивая черпаковой цепи при сходе с нижнего барабана направление, согласованное с расположением по высоте роликов черпаковых скатов.

Масса черпаковой рамы должна быть достаточно большой, обеспечивающей минимальную собственную частоту колебаний.

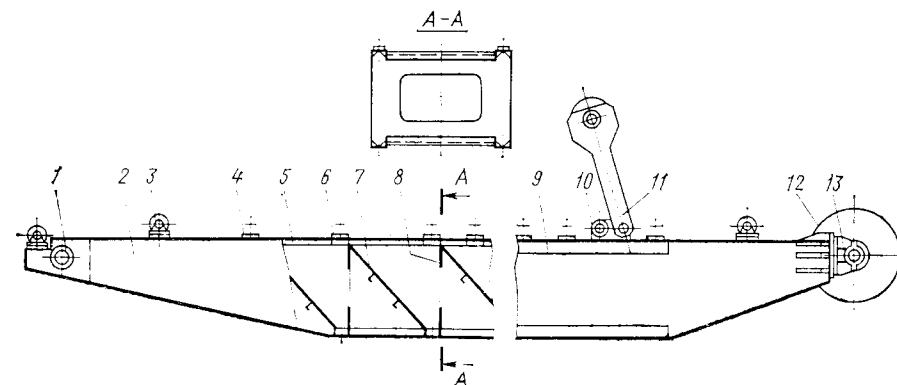


Рис. 113. Черпаковая рама

Минимальную ширину b_p черпаковой рамы принимают исходя из условия расположения на ней черпаковых скатов. Высота рамы у большей части речных снарядов составляет $(0,7 \div 0,9) b_p$.

Черпаковые рамы подвешивают по-разному в зависимости от диапазона изменения глубины черпания. Различают черпаковые рамы с постоянной и перемещаемой осью подвеса, без надрамников и с надрамниками.

Подшипники черпаковой рамы с постоянной осью подвеса размещают на вертикальных стойках черпаковой башни над местами примыкания к ним раскосов или на самих раскосах. Этот способ подвески применяют при сравнительно небольшой глубине черпания, обычно не превышающей 8 м. Он наиболее прост, но имеет существенный недостаток — неизбежный перегиб черпаковой цепи, образующийся при больших углах наклона рамы на ближайшем к оси ее вращения концевом черпаковом скате. При прохождении черпаков через этот скат угол наклона их изменяется, и часть грунта вываливается в воду. Перегиб цепи вызывает дополнительную нагрузку на концевой черпаковый скат, в результате долговечность его по сравнению с другими скатами уменьшается, несмотря на то, что он более прочный.

Другим недостатком черпаковых рам с постоянной осью подвеса является невозможность регулирования натяжения холостой ветви цепи. Чтобы исключить его, ось подвеса делают перемещаемой. Подшипники оси в этом случае устанавливают в специальных направляющих на раскосах черпаковой башни. Опускание черпаковой рамы при регулировании натяжения цепи приводит, однако, к увеличению расстояния между верхним барабаном и ближайшим к нему черпаковым скатом. Цепь, лишённая на этом участке промежуточных опор, получает в результате еще большее провисание, вызывая дополнительные динамические нагрузки, опасные для прочности черпаковых скатов, самой цепи и вала верхнего барабана.

Угол перегиба цепи при максимальных углах наклона черпаковой рамы и указанных способах ее подвеса может быть несколько уменьшен, если на конце рамы за осью ее подвеса установить дополнительный усиленный черпаковый скат.

У снарядов с глубиной черпания 8 м и более применяется несколько иная подвеска черпаковой рамы 4 (рис. 114). Подшипники оси подвеса в этом случае также располагают на раскосах 2 черпаковой башни 1, но значительно ниже. На свободном участке между черпаковым барабаном и верхней частью рамы устанавливают вспомогательную раму (надрамник) 3, имеющую собственные подшипники подвеса, неподвижно закрепленные на раме, образующей верхнюю площадку черпаковой башни. Перегиб черпаковой цепи при такой подвеске не устраняется, но он отдалится от верхнего барабана, в результате чего угол перегиба уменьшается и условия работы цепи улучшаются. Смещение подшипников оси подвеса рамы для регулирования натяжения цепи в этом случае не влечет за собой увеличение безопорного участка цепи перед верхним барабаном.

Для обеспечения больших глубин черпания используют многоточечную подвеску черпаковой рамы. В этом случае надрамник изготов-

ляют настолько длинным, что перемещение под ним черпаковой рамы может осуществляться в пределах почти всей длины раскосов. При этом извлечение грунта с необходимой глубины достигается без изменения угла наклона черпаковой рамы вследствие перестановки ее вместе с натяжным устройством в соответствующее новое более низкое положение. При многоточечном способе подвески снаряд снабжают дополнительными черпаками и соединительными звеньями, используемыми при увеличении глубины черпания. На верхней части рамы при ее опускании выставляют необходимое количество черпаковых скатов.

Эксплуатация снаряда при оборудовании его черпаковой рамой с многоточечной схемой подвеса становится сложнее. Перестановка подшипников подвеса, изменение длины цепи и необходимость выставлять на раме дополнительные черпаковые скаты или снимать их требуют довольно больших затрат времени. Однако достигаемое в результате сохранения нормального угла наклона рамы увеличение производительности снаряда в случае длительной работы на новой точке подвеса перекрывает ее снижение из-за потерь рабочего времени, связанных с перевооружением черпакового устройства. При перестановке рамы на новую точку подвеса по-прежнему обеспечивается обычное регулирование глубины черпания при помощи рамоподъемного устройства изменением угла наклона рамы, если оно незначительно или работа снаряда непродолжительна.

Черпаковые рамы для некоторых новых снарядов производства Голландии и ФРГ изготовляют составными, с разъемом около нижнего черпакового бараба-

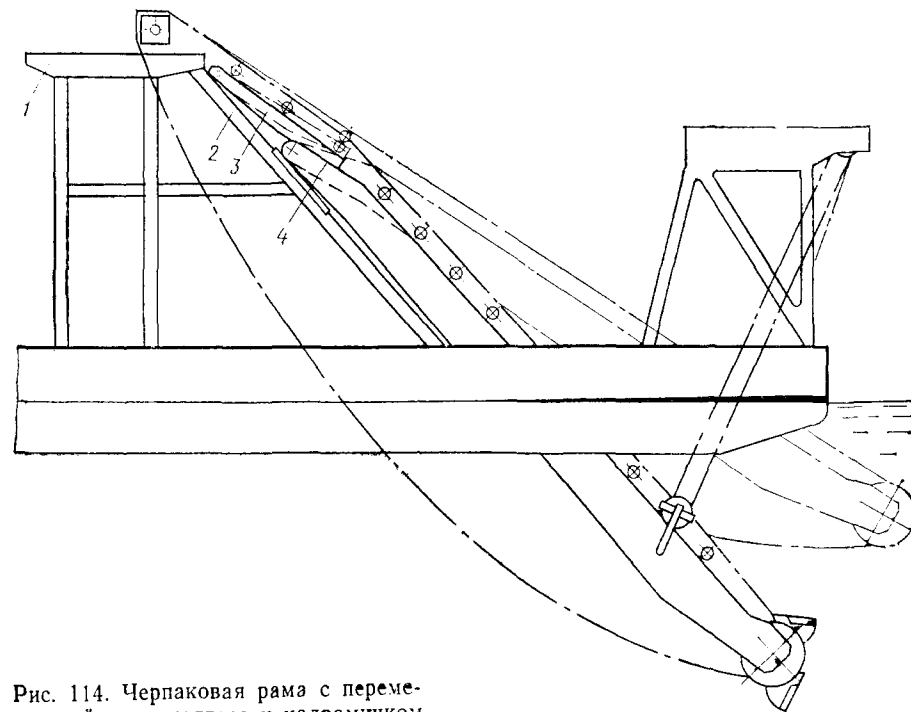


Рис. 114. Черпаковая рама с перемещаемой осью подвеса и надрамником

на. Использование в них вставных частей разной длины позволяет извлекать грунты с глубин больших $H_{\text{ч.норм}}$ при обеспечении наивыгоднейшего угла наклона рамы. Подвес рамы выполняют в зависимости от особенностей эксплуатации снаряда с неподвижными и перемещаемыми подшипниками.

Выбирая ту или иную схему подвеса, следует иметь в виду, что сравнительно длинная черпаковая рама с неподвижными подшипниками может обусловить при малых углах наклона чрезмерно большое провисание черпаковой цепи, неприемлемое для работы при глубинах черпания, существенно меньших $H_{\text{ч.норм}}$.

§ 53. Черпаковые барабаны

Черпаковые барабаны изготавливают стальными литыми цельными, скрепляемыми из двух частей и состоящими из двух катушек, порознь насаживаемых на вал. Иногда катушки соединяются между собой стяжными штангами, если действующие на них осевые нагрузки передаются на подшипники непосредственно через вал (ось).

Барабаны, состоящие из отдельных катушек, легче цельнолитых, проще в изготовлении, но менее надежны. Из-за значительного угла закручивания вала катушки верхнего барабана смещаются относительно друг друга, что вызывает перекося черпаковой цепи. Барабаны из отдельных катушек используют на небольших земснарядах, составные — на крупных.

Верхний барабан (рис. 115) имеет ступицы 3, служащие для крепления его на валу, грани 4, образующие правильный многоугольник, на которые заходят полозья черпаков, и реборды 2, ограничивающие боковое смещение черпаковой цепи. Углы, образуемые гранями, выполняют скругленными. Рабочие поверхности граней упрочняют износостойкой наплавкой 1. Правильность геометрической формы барабанов после наплавки граней контролируют при помощи специального шаблона.

Реборды у верхних барабанов, как правило, имеют форму многоугольника; у нижних барабанов они круглые и более высокие. Во из-

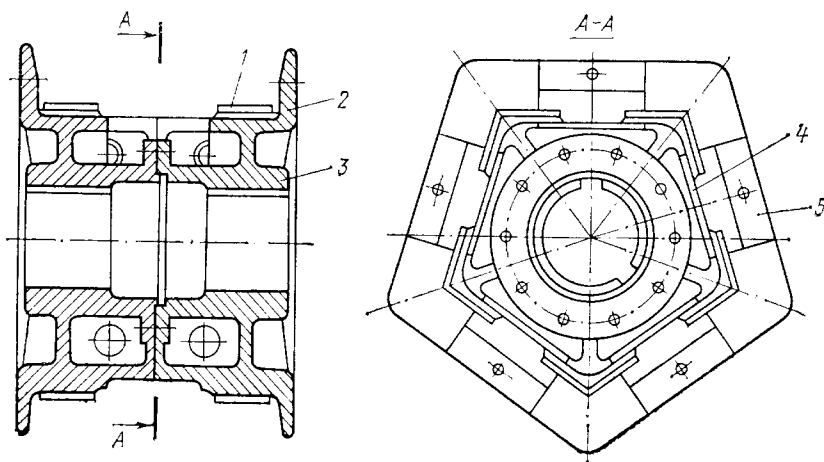


Рис. 115. Верхний черпаковый барабан

бежание упора нижнего барабана в откос срезаемого грунта высоту реборд над гранями ограничивают нережущей частью черпака, опи- сываемой радиусом $R_{\text{гр}}$.

Для ограничения осевого смещения черпаковой цепи и защиты реборд барабанов от износа с внутренних сторон реборд делают приливы или приваривают отводные упорные планки 5. Рабочие поверхности их упрочняют износостойкими наплавками. Отводные планки изготовляют в виде одностороннего клина, острие которого доводится до наружной кромки реборды. Угол при вершине клина принимают 18—25°. Нижнюю часть планки на высоте, примерно равной половине высоты соединительного звена, выполняют прямой, без скоса. Для того чтобы предотвратить сход цепи с нижнего барабана, отводные планки следует устанавливать напротив середины его граней. Расстояние между рабочими поверхностями отводных планок по оси барабана принимается на 15—20 мм больше наружной ширины черпаковой цепи по упорным планкам.

Нижние черпаковые барабаны вращаются на неподвижной оси, жестко закрепленной на торцах боковых полотнищ черпаковой рамы, или вместе с осью. Барабан с неподвижной осью надежнее: ось скрепляет между собой боковые полотнища рамы и тем самым повышает жесткость ее концевой части. Такая конструкция, однако, сложнее в изготовлении и ремонте, а также более трудоемка в обслуживании. Черпаковые барабаны с вращающейся осью являются более распространенными. Обычно их изготавливают цельнолитыми стальными. У крупных снарядов они бывают составными, состоящими из двух частей, скрепляемых болтами, как у верхнего барабана.

Чтобы исключить отрицательное влияние перекосов рамы, вкладывая опорных радиальных и осевых подшипников черпаковых барабанов нередко делают самоустанавливающимися, со сферическими поверхностями. Опоры черпаковых барабанов изготавливают с подшипниками скольжения и с подшипниками качения, шариковыми и роликовыми. Область рационального применения того или иного типа подшипников зависит от рода извлекаемого грунта, особенно для нижних барабанов. Для верхних барабанов их выбирают с учетом условий ремонта. Подшипники барабанов работают в тяжелых условиях, при высоких динамических нагрузках и наличии абразивной среды. Использование подшипников качения обеспечивает длительную безремонтную эксплуатацию черпаковых барабанов, однако существенно усложняет ремонт, особенно верхних барабанов, который становится возможным только в заводских условиях.

Долговечность работы подшипников нижних барабанов зависит главным образом от надежности их уплотнений. Конструкции последних весьма разнообразны, что свидетельствует о продолжающихся поисках наиболее удачных решений этой сложной технической задачи. Наибольшее распространение получили уплотнения контактного типа. В качестве уплотнителей используют профильную резину, щеточные уплотнители из нейлона, резиновые манжеты разных типов, мягкие набивки и т. д. Щеточные уплотнители из нейлона, применяемые на снарядах производства ГДР, считают наиболее надежными.

Подшипники качения, как установлено практикой, из-за интенсивного абразивного износа не следует устанавливать в нижних барабанах у снарядов, предназначенных для извлечения илистых и песчаных грунтов.

На рис. 116 приведена одна из сравнительно простых и удачных конструкций уплотнений подшипников нижнего барабана, установленного на неподвижной оси. Трущиеся части — опорные втулки 1 и облицовки 2 оси уплотняют резиновыми кольцами 3, внутренними крышками 5 и фасонными манжетами 4. Смазка к трущимся поверхностям подводится по трубе 6 от общей смазочной магистрали централизованной системы смазки.

Число граней у нижних барабанов принимают, как правило, на одну-две больше, чем у верхних. Большее число граней у нижнего барабана, а следовательно, и значительные его размеры увеличивают режущий ход черпака, способствуют снятию более толстых слоев грунта. С увеличением числа граней верхнего барабана тяговое усилие черпаковой цепи уменьшается, но время прохождения черпаков над грунтовым колодцем становится большим, а движение черпаковой цепи — более равномерным. При разном числе граней барабанов предотвращается резонанс в раскачивании холостой ветви цепи, который вызывает изменение радиусов, характеризующих положение цепи на гранях барабанов. С этой же целью у сравнительно небольших снарядов, предназначенных для разработки особо тяжелых грунтов, нижние барабаны иногда делают круглыми. Обычно число граней у верхних барабанов принимают равным 4—5, у нижних — 5—6; у крупных зарубежных снарядов оно достигает соответственно 6 и 7.

При больших усилиях, возникающих в черпаковой цепи при работе на тяжелых грунтах, появляется опасность холостого проветывания верхнего барабана. Во избежание этого барабаны с большим числом граней (более пяти) снабжают специальными упорами.

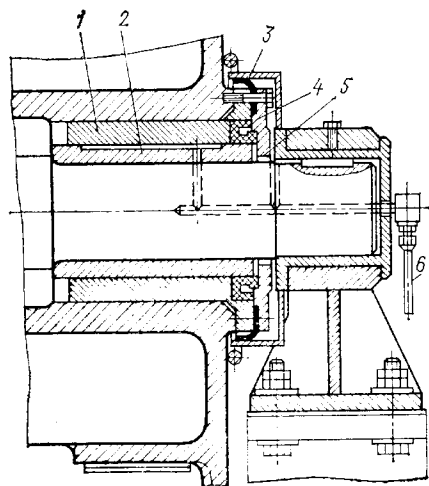


Рис. 116. Уплотнения подшипников нижнего черпакового барабана

вдоль граней четырехгранного барабана является нежелательным, но оно неизбежно. Ввиду этого четырехгранные верхние барабаны устанавливают только на сравнительно небольших снарядах, с черпаками вместимостью не более 200 л.

Длина граней барабана при любом их числе должна быть согласована с расстоянием между центрами отверстий под черпаковые пальцы в ползках черпаков и соединительных звеньях. В противном случае грани барабана и детали черпаковой цепи будут подвержены повышенному износу. Во избежание чрезмерного износа длину граней следует рассчитывать по формуле

$$l_r = t_0 - h \operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_r},$$

где h — высота соединительного звена; z_r — число граней барабана.

Ввиду того, что ведущий черпаковый барабан является многогранным, скорость движения цепи непостоянна. Ее мгновенное значение

$$v_{\text{ц}} = \omega R_{\text{м}}, \quad (115)$$

где ω — угловая скорость вращения верхнего барабана; $R_{\text{м}}$ — мгновенный радиус вращения.

Как следует из рис. 117, мгновенный радиус

$$R_{\text{м}} = R_0 \cos \varphi_{\text{т}},$$

где $\varphi_{\text{т}}$ — угол между прямой, проведенной из центра верхнего барабана через центр черпакового пальца, и прямой, проведенной из того же центра перпендикулярно направлению верхнего участка рабочей ветви цепи (текущий угол).

Подставляя значение $R_{\text{м}}$ в формулу (115), получим:

$$v_{\text{ц}} = \omega R_0 \cos \varphi_{\text{т}}. \quad (116)$$

Из выражения (116) видно, что значение $v_{\text{ц}}$ изменяется в зависимости от угла поворота барабана даже при постоянной угловой скорости, если в приводе применен электродвигатель с жесткой характеристикой.

Характер изменения скорости движения цепи можно представить графиком (рис. 118, а). Максимальное и минимальное значения ее

$$v_{\text{ц max}} = \omega R_0 \text{ и } v_{\text{ц min}} = \omega R_0 \cos \frac{\psi_{\text{в}}}{2}$$

достигаются соответственно при $\varphi_{\text{т}}$ равном 0 и $\frac{\psi_{\text{в}}}{2}$.

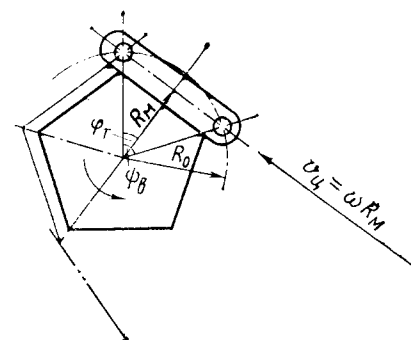


Рис. 117. Схема к определению скорости движения черпаковой цепи

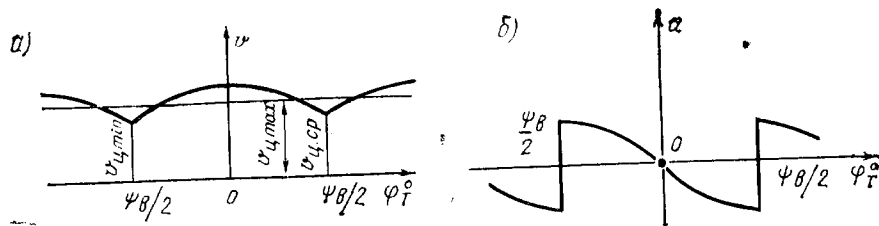


Рис. 118. Зависимости скорости и ускорения черпаковой цепи от угла поворота верхнего барабана

Таким образом, диапазон изменения скорости $v_{ц}$ при $\omega = \text{const}$ составляет $\omega R_0 \cos \frac{180^\circ}{z_{г.в}} < v_{ц} < \omega R_0$.

Периодическое изменение скорости $v_{ц}$ характеризуется степенью неравномерности движения цепи, зависящей от числа граней барабана

$$\delta_{ц} = (v_{ц \max} - v_{ц \min}) / v_{ц.ср} \quad (117)$$

где $v_{ц.ср} = t_{ц} n_{ч}$ — средняя скорость черпаковой цепи.

Имея в виду, что $n_{ч} = z_{г.в} n_{б.в} / 2$, где $n_{б.в} = \omega / 2\pi$ частота вращения верхнего черпакового барабана, можно записать

$$v_{ц.ср} = t_{ц} z_{г.в} \omega / 4\pi.$$

Заменяя величины, входящие в выражение (117), их значениями с учетом R_0 [см. формулу (99)], получим

$$\delta_{ц} = \frac{\pi}{z_{г.в}} \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z_{г.в}} \quad (118)$$

Вследствие неравномерности движения цепи возникает ускорение

$$a = \frac{dv_{ц}}{dt} = \frac{d\varphi_T}{dt} \cdot \frac{dv_{ц}}{d\varphi_T} = \omega \frac{dv_{ц}}{d\varphi_T} = -R_0 \omega^2 \sin \varphi_T.$$

При повороте верхнего черпакового барабана на угол $\varphi_T = \psi_B / 2$ знак ускорения меняется. Наибольшее значение ускорения соответствует углу $\varphi_T = \psi_B / 2$. Характер изменения ускорения можно представить графиком (рис. 118, б)

Изменение скорости черпаковой цепи происходит не только из-за разного радиуса вращения верхнего барабана, но и вследствие изменения момента сопротивления грунта резанию. В результате изменения скорости возникают силы инерции, которые дополнительно нагружают вал верхнего барабана.

§ 54. Расчет вала верхнего барабана

Вал верхнего черпакового барабана является наиболее ответственной деталью черпакового устройства. Правильный расчет его на прочность и рациональная конструкция имеют большое значение для обеспечения высокой надежности и долговечности.

Вал рассчитывают с учетом сложного напряженного состояния, поскольку он подвержен действию изгиба и кручения. Расчет ведут для двух случаев: при воздействии нормальных рабочих нагрузок на статическую прочность и выносливость; в режиме максимальных рабочих нагрузок — на статическую прочность. Нормальные нагрузки возникают при работе черпакового двигателя в расчетном режиме, максимальные — при предельном крутящем моменте двигателя.

Диаметр вала рассчитывают для наиболее нагруженного сечения — под ступицами барабана. Нагрузки на вал барабана имеют наибольшие значения при положении черпаковой рамы на максимальной глубине черпания.

Нагрузки на вал верхнего барабана. На вал верхнего барабана (см. рис. 99, а) действуют:

крутящий момент $M_{в}$, создаваемый черпаковым двигателем. При двухдвигательном приводе его значение равно половине момента $M_{в}$, определяемого по выражению (98), при однодвигательном — $k_{нм} M_{в}$;

нормальное усилие P_n , возникающее в зацеплении шестерни и колеса открытой зубчатой передачи, учитываемое через окружную P_o и радиальную $P_{ч}$ составляющие;

натяжение $P_{в}$ рабочей ветви цепи, определяемое по выражению (101);

сила тяжести барабана, зубчатых колес и расположенного на барабане черпака с грунтом в сборе с комплектом черпаковых звеньев;

натяжение $T_{вх}$ свободно провисающей холостой ветви цепи [см. формулу (96)].

Определение изгибающих моментов. Для определения изгибающих моментов разложим все действующие на вал барабана силы на составляющие в горизонтальной и вертикальной плоскостях (рис. 119);

Силы, действующие на вал в горизонтальной плоскости: составляющая усилия в рабочей ветви черпаковой цепи

$$P_{в.гор} = P_{в} \cos \alpha_1;$$

составляющая натяжения холостой ветви черпаковой цепи

$$T_{вх.гор} = T_{вх} \sin \alpha_B;$$

суммарная нагрузка на вал в горизонтальной плоскости, передаваемая через ступицы барабана,

$$S_{гор} = P_{в.гор} + T_{вх.гор};$$

радиальная составляющая $P_{ч}$ нормального усилия, возникающего в зацеплении зубчатых колес открытой передачи.

Силы, действующие на вал в вертикальной плоскости:

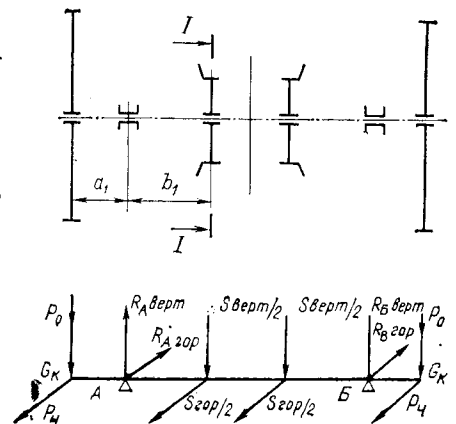


Рис. 119. Схема нагрузок на вал верхнего черпакового барабана

составляющая усилия в рабочей ветви цепи

$$P_{\text{в. верт}} = P_{\text{в}} \sin \alpha_1;$$

составляющая натяжения холостой ветви цепи

$$T_{\text{вх. верт}} = T_{\text{вх}} \cos \alpha_{\text{в}};$$

сила тяжести верхнего барабана $G_{\text{б.в}} = m_{\text{б.в}} g$, где $m_{\text{б.в}}$ — масса верхнего барабана;

окружное усилие P_0 , возникающее в зацеплении зубчатых колес открытой передачи;

сила тяжести черпака в сборе, заполненного грунтом,

$$G_{\text{ч.гр}} = g (m_{\text{ч}} + V k \rho_{\text{гр}});$$

сила тяжести зубчатых колес $G_{\text{к}} = m_{\text{к}} g$, где $m_{\text{к}}$ — масса зубчатого колеса;

суммарная нагрузка на вал в вертикальной плоскости, передаваемая через ступицы барабана

$$S_{\text{верт}} = P_{\text{в. верт}} + T_{\text{вх. верт}} + G_{\text{б.в}} + G_{\text{ч.гр}} = \\ = P_{\text{в. верт}} + T_{\text{вх. верт}} + g (m_{\text{б.в}} + m_{\text{ч}} + V k \rho_{\text{гр}}).$$

Опорные реакции:

$$R_{\text{А гор}} = R_{\text{В гор}} = P_{\text{ч}} + S_{\text{гор}}/2;$$

$$R_{\text{А верт}} = R_{\text{В верт}} = P_0 + G_{\text{к}} + S_{\text{верт}}/2;$$

$$R_{\text{А}} = R_{\text{В}} = \sqrt{R_{\text{А гор}}^2 + R_{\text{А верт}}^2}.$$

Изгибающие моменты:

На опоре А

$$M_{\text{А гор}} = P_{\text{ч}} a_1;$$

$$M_{\text{А верт}} = (P_0 + G_{\text{к}}) a_1;$$

$$M_{\text{А}} = \sqrt{M_{\text{А гор}}^2 + M_{\text{А верт}}^2}.$$

В сечении I-I

$$M_{\text{I-I гор}} = P_{\text{ч}} (a_1 + b_1) - R_{\text{А гор}} b_1;$$

$$M_{\text{I-I верт}} = (P_0 + G_{\text{к}}) (a_1 + b_1) - R_{\text{А верт}} b_1;$$

$$M_{\text{I-I}} = \sqrt{M_{\text{I-I гор}}^2 + M_{\text{I-I верт}}^2}.$$

По значениям изгибающих и крутящего моментов, полученным для нормальных рабочих нагрузок, строят эпюры моментов. Пользуясь известными методами расчета, изложенными в курсе деталей машин, определяют диаметры вала в расчетном сечении и на опорах.

У небольших и средних речных отечественных снарядов $d_{\text{в}}$ в сечениях под ступицами барабана составляет 270—340 мм, у крупных — 380—400 мм; диаметр шеек вала обычно равен $(0,85 \div 0,90) d_{\text{в}}$.

§ 55. Расчет оси нижнего барабана

Ось нижнего барабана рассчитывают на статистическую прочность от изгиба. Нагрузки на ось имеют наибольшие значения при положении черпаковой рамы на минимальной глубине черпания.

На ось барабана действуют (см. рис. 99, б):

натяжение $P_{\text{н}}$ в рабочей ветви, определяемое по выражению (102);

натяжение $T_{\text{н.х}}$ в холостой ветви, рассчитываемое по формуле (95);

усилие $P_{\text{р}}$ резания грунта;

сила тяжести барабана и черпака с грунтом в сборе с деталями соединения.

Усилие $P_{\text{р}}$ может быть определено исходя из уравнения моментов сил, действующих на нижнем барабане, относительно точки О — центра барабана

$$\sum M_0 = P_{\text{н}} R_{\text{н}} - (G_{\text{ч.н}} + G_{\text{гр.н}}) a_{\text{ч}} - M_{\text{п.н}} - M_{\text{ц}} - T_{\text{н.х}} r_{\text{н}} - P_{\text{р}} R_{\text{ч}} = 0,$$

откуда

$$P_{\text{р}} = \frac{P_{\text{н}} R_{\text{н}} - (G_{\text{ч.н}} + G_{\text{гр.н}}) a_{\text{ч}} - M_{\text{п.н}} - M_{\text{ц}} - T_{\text{н.х}} r_{\text{н}}}{R_{\text{ч}}}, \quad (119)$$

где $a_{\text{ч}}$ — плечо силы тяжести черпака, заполненного грунтом; $G_{\text{ч.н}}$ и $G_{\text{гр.н}}$ — силы тяжести черпака и грунта в нем в воде

$$G_{\text{ч.н}} + G_{\text{гр.н}} = g [0,87 m_{\text{ч}} + V k (\rho_{\text{гр}} - \rho_{\text{в}})];$$

$M_{\text{п.н}}$ — момент сил трения на поверхности черпаковых пальцев в сочленениях двух черпаков — сходящего с барабана и набегающего на барабан

$$M_{\text{п.н}} = \mu (P_{\text{н}} + T_{\text{н.х}}) d_{\text{п}}/2;$$

$M_{\text{ц}}$ — момент сил трения на поверхности цапф оси нижнего барабана

$$M_{\text{ц}} = \mu_2 R_{\text{б.н}} d_{\text{ц}}/2,$$

где $\mu_2 = 0,1 \div 0,15$ — коэффициент трения скольжения в подшипниках и уплотнениях оси нижнего барабана; $d_{\text{ц}}$ — диаметр цапф оси нижнего барабана; $R_{\text{б.н}}$ — равнодействующая всех сил, действующих на ось нижнего барабана

$$\bar{R}_{\text{б.н}} = \bar{P}_{\text{н}} + \bar{T}_{\text{н.х}} + \sum \bar{G} + \bar{R}_{\text{г}}, \quad (120)$$

где $\sum G$ — суммарная сила тяжести нижнего барабана с массой $m_{\text{б.н}}$ и черпака, наполненного грунтом, в воде:

$$\sum G = g [0,87 (m_{\text{б.н}} + m_{\text{ч}}) + V k (\rho_{\text{гр}} - \rho_{\text{в}})];$$

$R_{\text{г}}$ — равнодействующая сил, воспринимаемых черпаками со стороны грунта.

В соответствии с выражением (120) равнодействующая $R_{\text{б.н}}$ может быть найдена геометрическим сложением проекций ее составляющих на оси координат

$$R_{\text{б.н}} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \quad (121)$$

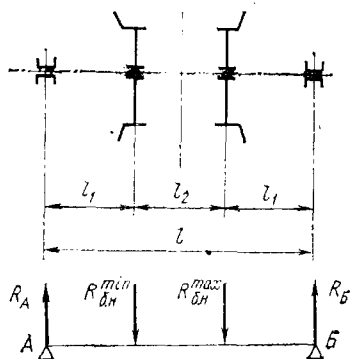


Рис. 120. Схема нагрузок на ось нижнего черпакового барабана

где R_x и R_y — сумма проекций сил соответственно на ось x и y :

$$R_x = P_n \cos \alpha_2 + T_{н.х} \cos \alpha_n + R_\Gamma; \quad (122)$$

$$R_y = P_n \sin \alpha_2 - T_{н.х} \sin \alpha_n - \Sigma G,$$

где α_2 — угол наклона сбегающего с нижнего барабана участка черпаковой цепи.

Значение и направление R_Γ не являются постоянными. Они изменяются в зависимости от условий резания грунта и положения черпаков на нижнем барабане. Анализ показал, что наиболее неблагоприятным, а следовательно, расчетным, является случай, показанный на

рис. 99, б, когда усилие R_Γ приложено к одному черпаку и направлено горизонтально. Этот случай соответствует упору черпака в случайное непреодолимое препятствие в момент подачи снаряда на очередную поперечную траншею. Значение R_Γ будет при этом равно усилию P_p , возникающему на режущей кромке черпака при работе черпакового двигателя в режиме с максимальной перегрузкой, определяемому по выражению (119) при P_n , соответствующем $P_{в. max}$.

Определение $R_{б.н}$ по формуле (121) вызывает затруднения, поскольку R_Γ , входящая в выражение (122), неизвестна. Значение $R_{б.н}$ можно найти путем последовательных приближений. Для этого сначала рассчитывают R_x , $R_{б.н}$, M_n и P_p при $R_\Gamma = 0$. Затем находят $R_{б.н}$ во втором приближении при $R_\Gamma = P_p$, значение которой можно принять за расчетное. Что касается определения усилия P_p , то ввиду сравнительно малого момента M_n можно ограничиться значением, полученным в первом приближении при $P_\Gamma = 0$.

Ввиду неравномерного распределения нагрузки $R_{б.н}$ на ось между ступицами барабана усилие на наиболее нагруженной опоре принимают равным $\frac{2}{3} R_{б.н}$, на менее нагруженной — $\frac{1}{3} R_{б.н}$.

Изгибающий момент в наиболее нагруженном сечении оси под ступицей барабана (рис. 120) $M_n = R_{б.н} l_1$, где $R_{б.н}$ — реакция на наиболее нагруженной опоре; l_1 — расстояние от середины опоры до плоскости расчетного сечения.

По значению M_n выбирают диаметр d_0 оси барабана. У большинства отечественных речных земснарядов d_0 в расчетном сечении составляет $(0,7 \div 0,9) d_{в.}$

§ 56. Черпаковые скаты и башня

Черпаковые скаты. Конструкции черпаковых скатов, эксплуатируемых на земснарядах ранней постройки, отличались большим разнообразием, однако с началом серийного строительства снарядов наибольшее распространение получили две их разновидности. Подобно

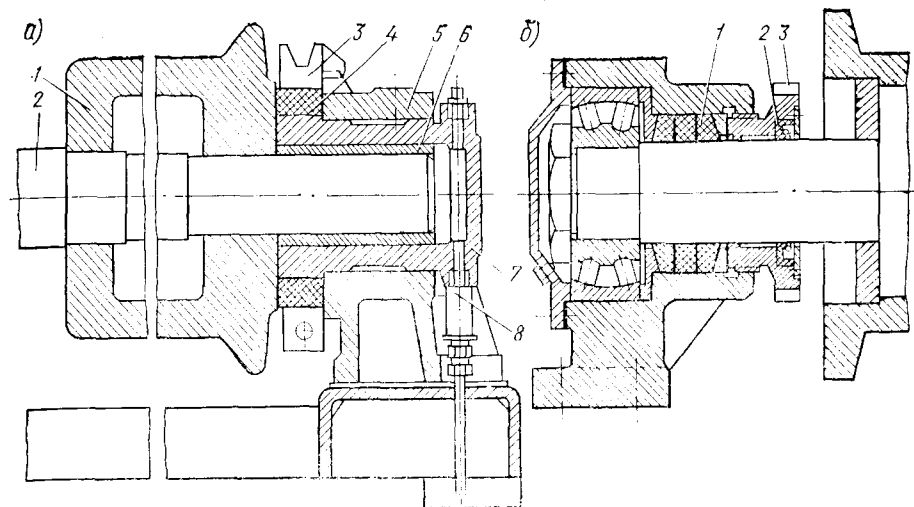


Рис. 121. Черпаковые скаты с опорами на подшипниках скольжения и качения

нижним черпаковым барабанам скаты изготавливают или с неподвижно закрепленными роликами на оси, вращающейся в подшипниках, или со свободно вращающимися роликами на неподвижной оси. Первые выполняют с подшипниками скольжения и подшипниками качения, вторые — только с подшипниками качения.

В качестве подшипников качения большей частью применяются двухрядные роликовые, радиально сферические, обеспечивающие нормальную работу при возможных перекосах оси ската, которые возникают вследствие деформаций черпаковой рамы.

Черпаковые скаты с подшипниками качения по сравнению со скатами на подшипниках скольжения имеют более высокий к. п. д., требуют меньшего расхода смазочного масла; они проще и дешевле в ремонте, но быстро выходят из строя в случае проникновения в подшипники частиц грунта и воды.

Основными деталями черпакового ската с подшипниками скольжения (рис. 121, а) являются два ролика 1, установленные на общей оси 2. Ось опирается на два подшипника в стойках 5, расположенных на верхних полках боковых полотнищ черпаковой рамы. Уплотнение трущихся частей — облицовок 6 и вкладыша 7 обеспечивается в нем за счет пропитанной графитом набивки 4, периодически поджимаемой разъемным трехсекционным металлическим кольцом 3. Густая смазка подается в корпус подшипника по отводу 8 от общей магистрали централизованной системы смазки.

Черпаковые скаты с подшипниками качения (рис. 121, б) используются на ряде серийных земснарядов. Уплотнение подшипников осуществляется при помощи стандартных резиновых манжет 2, установленных во втулке 3, и прографиченной сальниковой набивки 1, периодически поджимаемой втулкой. Смазка в подшипники подается через ответвления от общей смазочной магистрали.

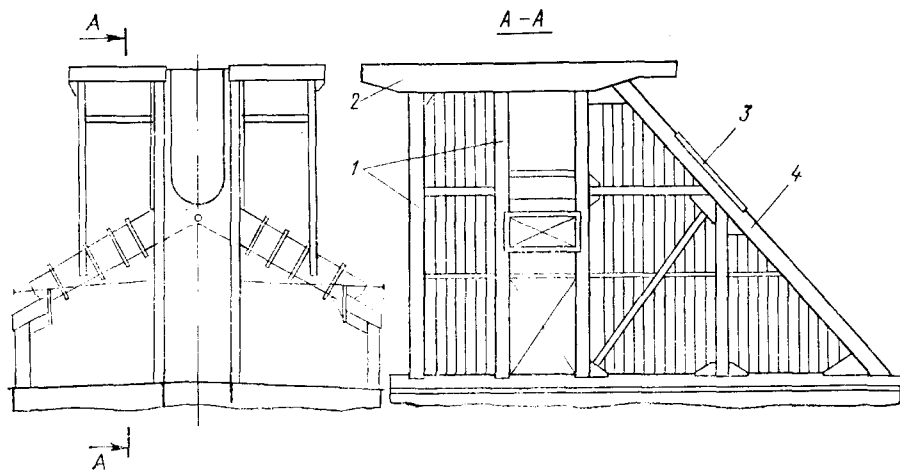


Рис. 122. Черпаковая башня

Уплотнения подшипников черпаковых скатов, подобно уплотнениям подшипников нижних барабанов, очень разнообразны.

Ролики черпаковых скатов отливают из чугуна с отбеленной наружной рабочей поверхностью или из легированной хромомарганцевой стали, а также делают сварными. Материал роликов и конструкцию крепления их на оси ската выбирают с учетом особенностей технологии ремонта. Ролики изготавливают с ребрами, ограничивающими боковые смещения черпаковой цепи, которые возникают при работе снаряда вследствие крена. Стойки ската устанавливают на приварные шашки. Под опорные поверхности подкладывают прокладки из фибры толщиной 3—4 мм.

Вкладыши подшипников скольжения черпаковых скатов нередко выполняют самоустанавливающимися: с шаровой поверхностью или на цапфах. Этим удастся предотвратить защемление осей в подшипниках при перекосах вследствие деформации черпаковой рамы и тем самым исключить не только односторонний износ уплотнений под осью ската, но и самих роликов.

Концевые скаты, расположенные на черпаковой раме и надрамнике, испытывающие дополнительные нагрузки из-за перегибов черпаковой цепи, упрочняют.

Долговечность работы черпаковых скатов во многом зависит от качества их монтажа, концевых — также и от расположения относительно черпаковых барабанов. При сходе черпаковой цепи с нижнего барабана или набегании на верхний барабан недопустимо отставание ее от роликов концевых скатов. Верхние точки рабочих поверхностей роликов и описанной окружности нижнего барабана должны находиться на одной высоте. Отклонение от оси нижнего барабана до ближайшего черпакового ската обычно принимают $(1,0 \div 1,25) t_{\text{ц}}$. Расстояние между черпаковыми скатами, устанавливаемыми на раме и надрамнике, предусматривают равным шагу черпаковой цепи.

Дальнейшее повышение долговечности черпаковых скатов связано с применением более износостойких материалов для роликов, совершенствованием конструкций подшипников и улучшением их уплотнений.

Черпаковая башня. Башня представляет собой прочную и жесткую конструкцию, на которой подвешивается черпаковая рама, устанавливаются грунтоотводные лотки с блоками подъемного устройства, находятся черпаковый барабан, верхняя часть черпакового привода и мачтовое устройство; она же образует и грунтовый колодец.

Конструкция черпаковой башни зависит от производительности снаряда и особенностей его эксплуатации. Однако в любом случае она состоит из четырех—шести жестко связанных между собой и с набором корпуса судна высоких прочных стоек 1 круглого или коробчатого сечения (рис. 122), симметрично расположенных относительно ДП снаряда. Стойки в верхней части соединены жесткой прямоугольной рамой 2, настил которой образует верхнюю площадку. Со стороны прокси стойки подкрепляют наклонными балками-раскосами 4 таврового или коробчатого сечения. Подобные балки часто размещают и со стороны бортов. На раскосы 4 в верхней части приваривают направляющие 3 для перемещения по ним подшипников оси верхнего подвеса черпаковой рамы.

На снарядах ранней постройки стойки 1 и раскосы 4 пропускали до продольного днищевого набора корпуса и соединяли с ним и палубным набором при помощи листов и книц. При современной технологии постройки многочерпаковых снарядов черпаковую башню изготавливают в цеховых условиях. Основание ее крепится к главной палубе при помощи болтового соединения или приваривается. Для снижения шума под основание башни подкладывают резиновые прокладки. Палуба под черпаковой башней имеет специальное прочное и жесткое подкрепление из стоек коробчатого сечения.

У небольших зарубежных снарядов, переходы которых на участки работ связаны с прохождением под низкими мостами, черпаковую башню делают складывающейся или опрокидывающейся.

§ 57. Расположение черпакового устройства

При проектировании черпакового устройства необходимо определить расположение верхнего черпакового барабана, обеспечивающего подъем грунта на требуемую высоту, и черпаковой рамы.

Расположение верхнего черпакового барабана. Высота размещения верхнего черпакового барабана определяется расстоянием $H_{\text{в}}$, измеренным от основной плоскости судна до центра барабана.

Согласно рис. 123

$$H_{\text{в}} = h_{\text{в}} + h_{\text{у}} + h_{\text{н}} + T_{\text{с}}, \quad (123)$$

где $h_{\text{в}}$ — возвышение вала верхнего барабана над осью грунтового клапана; $h_{\text{у}}$ — расстояние по высоте между верхней и нижней кромками несущей поверхности грунтоотводного лотка в рабочем

Расположение черпаковой рамы. Чтобы выяснить расположение черпаковой рамы относительно корпуса снаряда (рис. 125), определяют: возвышение $H_{o.п}$ оси подвеса верхней части над поверхностью воды, угол наклона α_p при нормальной глубине извлечения грунта, вылет $l_{p.н}$ нижней части за носовую оконечность корпуса и измеренное по горизонтали расстояние $A_{o.п}$ от носовой оконечности до оси верхнего подвеса.

Возвышение $H_{o.п}$ верхнего конца рамы при установленной высоте H_v расположения верхнего черпакового барабана находят графически, исходя из принимаемого отстояния оси подвеса надрамника (рамы) от оси верхнего черпакового барабана, длины надрамника и угла его наклона к горизонтали. Расстояние до оси подвеса надрамника от центра верхнего барабана следует выбирать возможно меньшим. У речных отечественных снарядов оно составляет $(1,0 \div 1,25) t_{ц}$. Длину надрамника, если он предназначается только для улучшения условий набегания черпаковой цепи на верхний барабан, принимают достаточной для установки на нем трех—четырёх черпаковых скатов. При этом расстояние между осями подвеса надрамника и рамы определяют с учетом наибольшего перемещения подшипников оси подвеса черпаковой рамы, осуществляемым для регулирования натяжения цепи.

Угол наклона надрамника к горизонтали или прямой, соединяющей центры осей вала верхнего барабана и верхнего подвеса рамы (в случае использования рамы без надрамника), предусматривают несколько меньшим угла наклона рамы при нормальной глубине извлечения грунта. У выполненных конструкций черпаковых устройств разность этих углов достигает 6° .

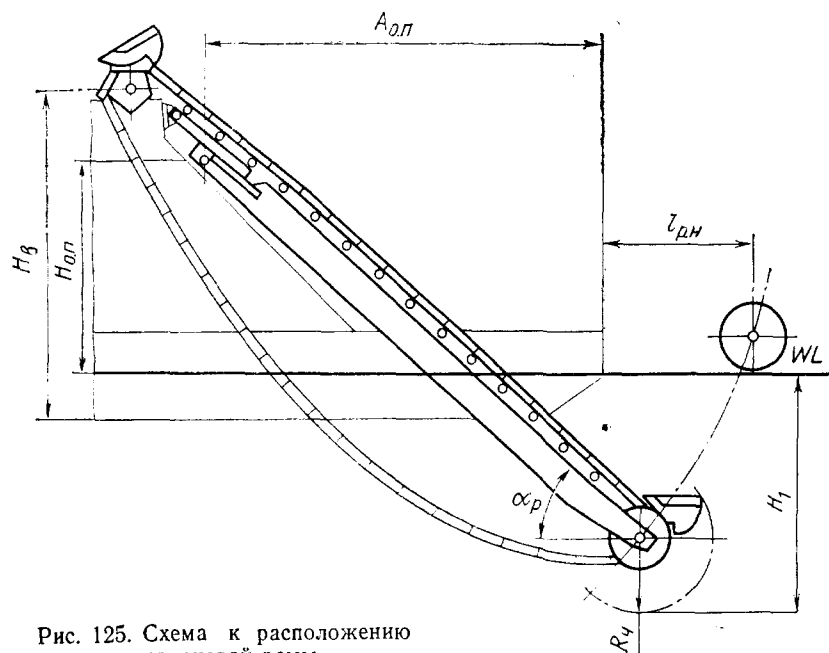


Рис. 125. Схема к расположению черпаковой рамы

Вылет нижней части черпаковой рамы за носовую оконечность корпуса принимают исходя из удобства монтажа (демонтажа) нижнего черпакового барабана. Обычно у отечественных речных земснарядов ее значение при надводном (походном) положении рамы составляет 3—3,5 м. Если условия эксплуатации снаряда связаны с дноуглубительными работами на мелководных акваториях, где первоначальная глубина может быть меньше осадки снаряда, вылет нижней части рамы определяют расчетом.

Возвышение нижнего конца рамы над основной плоскостью выбирают таким, при котором провисающая холостая ветвь черпаковой цепи при надводном расположении рамы не выступала бы за пределы корпуса снаряда.

Угол наклона рамы при нормальной глубине извлечения грунта должен быть не менее 40° . В противном случае черпаки при проектировании их с углом наклона режущих кромок $\gamma_2 = \alpha_{p \text{ норм}}$ будут иметь недостаточно рациональную геометрическую форму. Более высокое натяжение холостой ветви цепи вследствие увеличения ее длины приведет при этом к большим нагрузкам на детали сочленения черпаков и опоры черпаковых барабанов. Интенсивность износа их возрастает.

После определения положения оси подвеса верхней части рамы по принятым значениям угла наклона α_p для нормальной глубины черпания и вылета концевой части устанавливают $A_{o.п}$.

Длина рамы между центрами осей нижнего барабана и ее верхнего подвеса

$$L_p = \frac{(H_1 - R_4) + H_{o.п}}{\sin \alpha_p}.$$

По значению L_p и принятому смещению оси верхнего подвеса рамы от центра верхнего барабана легко установить и расстояние между центрами черпаковых барабанов.

При проектировании черпаковую раму вместе с расположенной на ней черпаковой цепью изображают в трех характерных положениях: на минимальной, нормальной и максимальной глубинах черпания. Изображение холостой ветви при максимальном наклоне рамы позволяет проконтролировать зазор, который должен быть обеспечен между режущими кромками черпаков и кромкой порога передней стенки грунтового колодца. Его значение для небольших и крупных снарядов соответственно не должно быть менее 100—200 мм.

§ 58. Определение длины черпаковой цепи

Длину черпаковой цепи необходимо знать для размещения на ней общего числа черпаков и соединительных звеньев, а также, чтобы задать требуемую кривую провисания холостой ветви цепи у нижнего барабана.

Длина черпаковой цепи определяется при проектировании с помощью графического построения, подобного приведенному на рис. 126.

На схему, выполняемую обычно в масштабе 1 : 25, по известным высоте H_B расположения верхнего барабана, расстоянию между центрами барабанов и выбранному углу α_p наклона рамы к горизонтали для нормальной глубины черпания H_1 наносят сначала черпаковые барабаны, а затем линию AB , соответствующую длине рабочей ветви цепи.

Расстояние $L_{p.в}$ между точками A и B должно быть кратно величине t_0 . Это условие обеспечивается при проектировании соответствующим изменением расстояния между центрами черпаковых барабанов. Барабаны должны быть при этом так ориентированы гранями, чтобы расстояние $BГ$ по прямой было не меньше расстояния между точками A и B . Длину провисающей холостой ветви цепи между точками B и $Г$ следует принять на одно звено большей, т. е. равной $(L_{p.в} + t_0)$. В этом случае она получает натяжение у нижнего барабана, необходимое для обеспечения нормальных условий черпания грунта.

Общая длина черпаковой цепи $L_{ц} = L_{p.в} + L_{х.в} + L_б$, где $L_{p.в}$ и $L_{х.в}$ — соответственно длина рабочей и холостой ветвей цепи; $L_б$ — общая длина участков цепи, огибающих черпаковые барабаны.

Общее число расположенных на барабанах звеньев должно быть нечетным. Если на верхнем барабане $z_{зв}$ звеньев, а на нижнем — $(z_{зв} + 1)$, то при $z_{зв} = 2$, одинаково приемлемо для четырех- и пятигранных барабанов, выражение для $L_{ц}$ примет вид $L_{ц} = 2L_{p.в} + 3t_{ц}$, где $t_{ц}$ — шаг черпаковой цепи, равный расстоянию между центрами одноименных отверстий под черпаковые пальцы.

Общее число черпаков в цепи $n = L_{ц}/t_{ц}$.

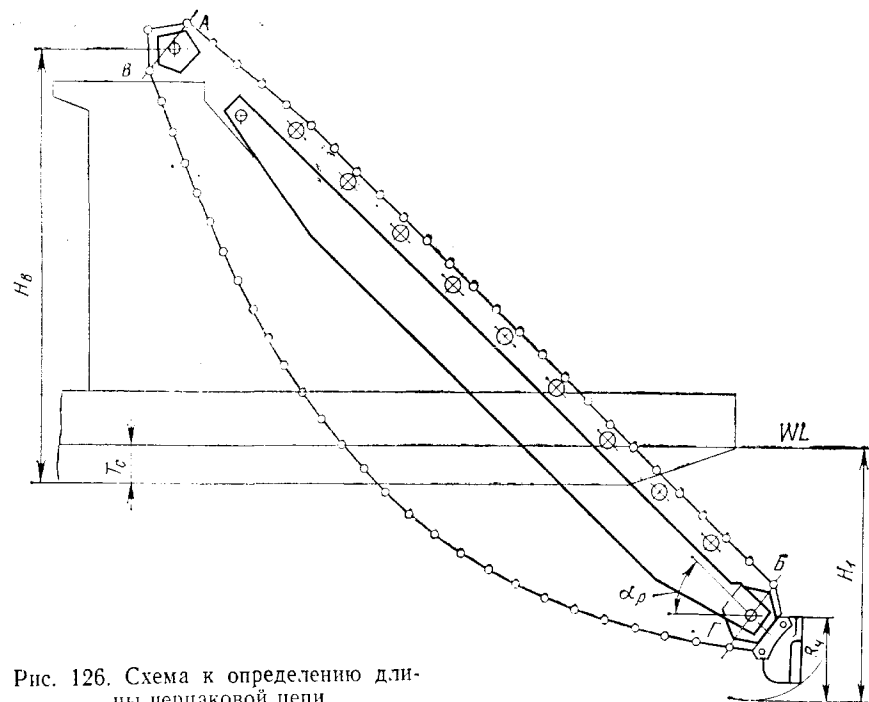


Рис. 126. Схема к определению длины черпаковой цепи

Длину рабочей ветви цепи в первом приближении можно найти из формулы

$$L_{p.в} = \frac{(H_B - T_c) + (H_1 - R_ч)}{\sin \alpha_p},$$

где T_c — средняя осадка снаряда.

По принятому расстоянию между центрами черпаковых барабанов можно уточнить и определенную ранее длину черпаковой рамы.

§ 59. Устройства для регулирования натяжения черпаковой цепи

Длины рабочей и холостой ветвей цепи с изменением угла α_p наклона черпаковой рамы не остаются постоянными вследствие перегиба рабочей ветви на верхнем концевом черпаковом скате рамы (или нижнем скате надрамника). При увеличении угла α_p длина рабочей ветви становится больше, а холостой — соответственно меньше. В некоторых случаях, при слишком малом провисании цепи, натяжение ее может стать недопустимо большим. С другой стороны, из-за износа деталей сочленения черпаков цепь удлиняется, обуславливая излишнее провисание и недостаточную режущую способность.

Натяжное устройство (рис. 127) позволяет перемещать подшипники 3 оси верхнего подвеса рамы по направляющим 5 на раскосах 2 черпаковой башни и тем самым изменять расстояния между осями черпаковых барабанов, обеспечивая требуемое натяжение цепи.

Натяжные устройства могут быть механическими и гидравлическими. Первые включают в себя: ходовой винт 4, червячные редукторы 6, цепную передачу и приводной электродвигатель 1; вторые — гидроцилиндры, гидронасос, трубопровод с гибкими шлангами и детали управления.

Ходовые винты или гидроцилиндры устанавливают на каждом раскосе черпаковой башни и соединяют с подшипниками оси подвеса рамы. Чтобы не было перекосов оси подвеса в подшипниках при перемещении рамы, предусматривают одновременное и раздельное управление электродвигателями или гидронасосами.

Ход винта натяжного устройства или поршня гидроцилиндра при использовании черпаковых цепей с соединительными звеньями должен быть не менее полушага цепи t_0 с тем, чтобы при максимальном перемещении рамы из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее можно было удалить из нее целый элемент, при безмайонной цепи — не менее $0,5t_0$.

На старых снарядах, которые оборудовались примитивными натяжными устройствами с ручным механическим приводом, для регулирования натяжения черпаковой цепи применялись так называемые вильчатые звенья. Конструкция вильчатого звена на одном его конце такая же, как у соединительного звена, а на другом — как у ползка черпака. Два таких звена устанавливались в цепь, по одному в каждую ветвь, вместо удаляемых из нее черпака с соединительными звеньями. Однако при этом в цепи появлялся участок с двумя последовательно расположенными звеньями длиной $1,5 t_{ц}$, при котором периодичность нагружения черпакового привода нарушалась.

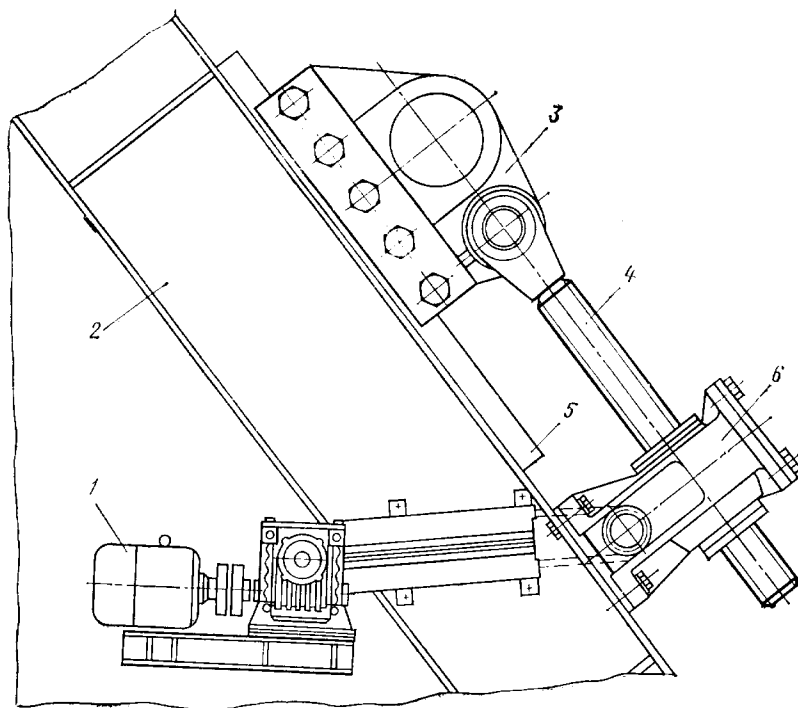


Рис. 127. Натяжное устройство черпаковой цепи

Рассмотрим нагрузки, действующие на ходовые винты натяжного устройства. Опускание черпаковой рамы для устранения излишнего провисания холостой ветви цепи осуществляется под действием собственной силы тяжести при помощи рамоподъемного устройства. Затраты энергии на работу натяжного устройства необходимы лишь при подъеме рамы в исходное положение. Минимуму затрат энергии отвечает случай, при котором рама находится в походном положении.

Действующие на раму нагрузки (рис. 128) — равнодействующая $R_{\text{ц}}$ натяжений цепи $T_{\text{н.х}}$ и $T_{\text{н.р}}$ на нижнем барабане; нагрузка $T_{\text{п}}$ на рамоподъемный полиспаст; силы тяжести $G_{\text{р}}$, $G_{\text{б.н}}$ и $G_{\text{ч}}$ черпаковой рамы в сборе с черпаковыми скатами, нижнего барабана в сборе с подшипниками и расположенных на раме черпаков.

Равнодействующую $R_{\text{ц}}$, представляющую собой диагональ параллелограмма, построенного на известных по значению и направлению составляющих $T_{\text{н.х}}$ и $T_{\text{н.р}}$, рассчитывают по формуле

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{T_{\text{н.х}}^2 + T_{\text{н.р}}^2 + 2T_{\text{н.х}} T_{\text{н.р}} \cos 2\varphi_{\text{н}}}, \quad (124)$$

где $T_{\text{н.р}}$ — усилие в рабочей ветви цепи у нижнего барабана, возникающее от натяжения свободного провисания холостой ветви; $\varphi_{\text{н}}$ — угол между векторами сил $R_{\text{ц}}$ и $T_{\text{н.х}}$, определяемый из параллелограмма, построенного на $T_{\text{н.х}}$ и $T_{\text{н.р}}$.

Усилие в рабочей ветви цепи

$$T_{\text{н.р}} = T_{\text{н.х}} R_{\text{н}}/r_{\text{н}},$$

где $R_{\text{н}}$ и $r_{\text{н}}$ — плечи сил $T_{\text{н.х}}$ и $T_{\text{н.р}}$ (см. рис. 99, б).

Для нахождения реакции на опорах оси верхнего подвеса рамы разложим равнодействующую $R_{\text{ц}}$ и натяжение $T_{\text{п}}$ на составляющие по осям x и y . Сумма проекций сил на оси координат

$$R_x + T_{\text{п}x} - R_{\text{ц}x} = 0,$$

$$R_y - (G_{\text{р}} + G_{\text{б.н}} + G_{\text{ч}}) + T_{\text{п}y} - R_{\text{ц}y} = 0$$

даст соответствующие значения R_x и R_y реакции на опорах.

Опорная реакция

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}.$$

Нагрузка $T_{\text{в}}$ на один ходовой винт натяжного устройства

$$T_{\text{в}} = \frac{R \sin \gamma_{\text{в}} f_{\text{н}} + R \cos \gamma_{\text{в}}}{2}, \quad (125)$$

где $f_{\text{н}} \approx 0,2$ — коэффициент трения в направляющей перемещаемого подшипника оси верхнего подвеса рамы; $\gamma_{\text{в}}$ — угол между направлением реакции R и осью ходового винта,

$$\gamma_{\text{в}} = \alpha_{\text{х.в}} + \arctg \frac{R_y}{R_x},$$

где $\alpha_{\text{х.в}}$ — угол наклона ходового винта к горизонту, равный углу наклона раскосов черпаковой башни.

При расчете болтового соединения подшипников 3 оси подвеса рамы с направляющими 5 следует иметь в виду, что действующая нагрузка будет наибольшей при извлечении грунта с максимальной глубины черпания.

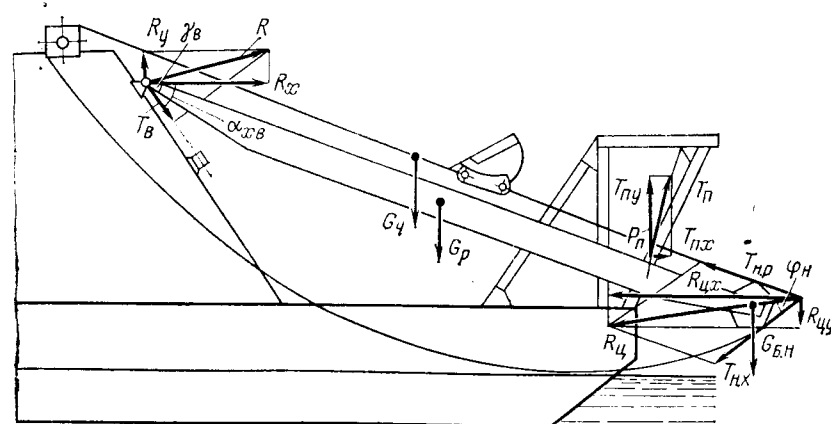


Рис. 128. Схема к расчету нагрузки на ходовые винты натяжного устройства

§ 60. Смазочные системы деталей черпакового устройства

Смазка подшипников черпаковых скатов, верхних и нижних черпаковых барабанов у современных снарядов осуществляется централизованно при помощи двухлинейных автоматически действующих систем густой смазки.

Указанные системы на отечественных снарядах включают в себя (рис. 129) станцию густой смазки, обычно типа 0075-П-1-1 (станция автоматического концевой типа с подачей 0,075 л/мин); дозирующие двухлинейные питатели 4 и 5; ручной или электроприводной перекачной шестеренный насос 12 марки НПСГ-200 с подачей 200 кг/ч и давлением до $15 \cdot 10^5$ Па; резервный ручной масляный насос 14; клапан давления 10 типа КДГ с вмонтированным в него конечным выключателем и двухлинейный мазепровод 7.

Автоматическая станция густой смазки состоит из плунжерного насоса 17, обеспечивающего периодическую подачу густой смазки при рабочем давлении $100 \cdot 10^5$ Па; приводного электродвигателя 1 переменного тока типа АОЛ2-22-4 мощностью 0,4 кВт и напряжением 220/380 В; резервуара 2 вместимостью 8,5 л; заправочного сетчатого филь-

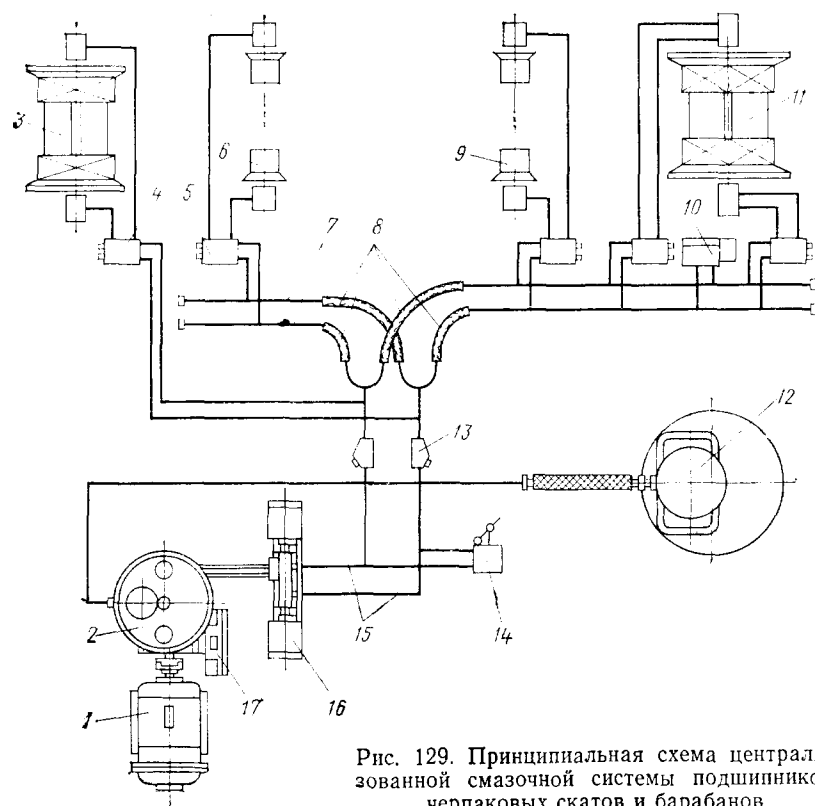


Рис. 129. Принципиальная схема централизованной смазочной системы подшипников черпаковых скатов и барабанов

тра с ячейками 0,18 мм; электромагнитного распределителя 16 золотниковой типа и манометра.

При работе станции плунжерный насос 17 забирает смазку из резервуара 2, который заполняют через заправочный фильтр перекачным насосом, и подает ее через электромагнитный распределитель 16 в одну из магистралей 15, например 1. Далее через сетчатый фильтр 13 и гибкий шланг 8 смазка подводится по одному из трубопроводов 7 к дозирующим питателям 5, установленным у черпаковых скатов 6 и 9 на надрамнике и черпаковой раме, и питателям 4 нижнего 11 и верхнего 3 черпаковых барабанов. После заполнения смазкой дозирующих камер всех питателей давление в магистрали начинает повышаться. При достижении заданного значения по сигналу клапана давления 10 электродвигатель 1, приводящий насос 17, автоматически выключается, срабатывает электромагнитный переключатель 16, переключая подачу смазки на другую магистраль.

При следующем включении двигателя, осуществляемом с помощью реле времени, смазка нагнетается в магистраль 11, и цикл повторяется. Таким образом, когда система работает, одна из двух магистральных линий сообщена с насосом 17, а другая — с резервуаром 2; первая находится под давлением, вторая — разгружена.

В электромагнитном распределителе имеется регулятор, контролирующий давление нагнетаемого масла в магистральном трубопроводе. При повышении его наибольшего значения смазка направляется обратно в резервуар 2. Заполнение смазкой резервуара станции из масляных емкостей производится насосом 12 с главной палубы через заправочный фильтр станции. При отсутствии смазки в резервуаре станции подается световой сигнал на пост управления. Для контроля давления смазки в магистральных трубопроводах предназначены два манометра.

Магистральные трубопроводы густой смазки и отводы от питателей к точкам смазки собирают из стальных бесшовных труб на штуцерных соединениях. Для соединения магистральных трубопроводов, проложенных по стенке черпаковой башни, с магистральными трубопроводами на черпаковой раме и надрамнике применяют резиновые рукава высокого давления в металлической оплетке. Для защиты от повреждений магистральные трубопроводы прокладывают внутри черпаковой рамы по одному из ее боковых полотнищ. Смазку к питателям подводят через отрезки от магистральных трубопроводов. Каждый питатель подает смазку в оба подшипника черпакового ската. Трубки от питателей к подшипникам скатов предохраняют от повреждений, подводят их снизу через отверстия в стойках.

Станции густой смазки для повышения надежности следует размещать внутри машинного отделения или другого отапливаемого помещения.

В качестве резервного средства для смазки подшипников верхнего черпакового барабана используют колпачковые масленки. Продолжительность паузы между циклами подачи смазки может регулироваться в пределах от 5 мин до 12 ч. Фактическая продолжительность пауз колеблется от 5 до 50 мин.

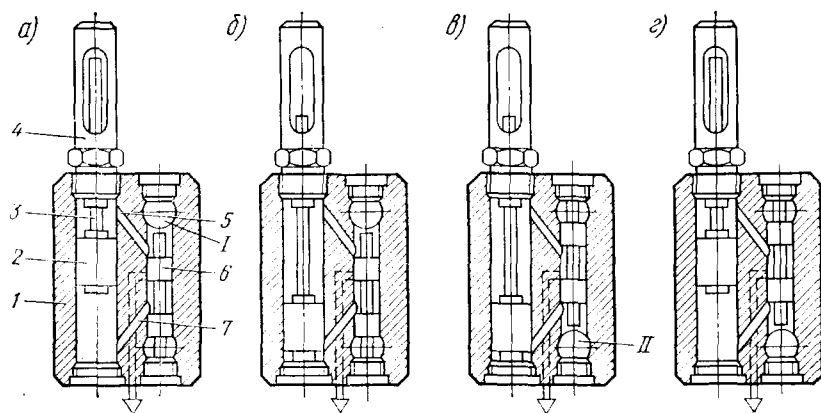


Рис. 130. Дозирующий двухлинейный питатель

Питатель (рис. 130) состоит из корпуса 1, поршней 2, шарнирно соединенных со штоком 3, распределительных золотников 6 и индикаторов 4 с лабиринтным уплотнением. Принцип работы питателей заключается в следующем. В первоначальном положении (рис. 130, а) смазку нагнетают по магистрали I. Под действием давления распределительный золотник 6 перемещается в крайнее нижнее положение до упора, и смазка по косому каналу 5 поступает в пространство над поршнем 2. Под давлением смазки поршень 2 перемещается в крайнее нижнее положение (рис. 130, б). При этом объем смазки, находящийся в пространстве под поршнем, по косому каналу 7 вытесняется в среднюю часть отверстия в корпусе, в котором перемещается золотник 6; из последнего по каналу, показанному на схеме штриховой линией, и отводящей трубе мазь подводится к точке смазки. Этим заканчивается рабочий цикл.

При дальнейшем нагнетании смазки в магистраль I давление ее повышается и достигает наибольшего значения, при котором происходит автоматическое переключение станции (при работе от электроприводного насоса) на магистраль II. Нагнетание смазки по магистрали II и подвод ее от питателей к точкам смазки (рис. 130, в и г) осуществляются в такой же последовательности, как и нагнетание ее по магистрали I.

В процессе эксплуатации снаряда маслопроводные трубы, расположенные в нижней части черпаковой рамы, нередко повреждаются. Ввиду этого систему смазки подшипников верхнего черпакового барабана на отечественных снарядах выполняют независимой от системы смазки черпаковых скатов и нижнего барабана.

§ 61. Черпаковые приводы

Под современным черпаковым приводом понимается комплекс машин и механизмов, которые служат для передачи мощности от главного двигателя валу верхнего черпакового барабана. Часть этих пере-

дач, расположенных на верхней площадке черпаковой башни, называют верхним черпаковым приводом. Если в машинном отделении судна находится только дизель-генератор как источник первичной энергии, то при использовании электродвигателей для вращения верхнего барабана весь черпаковый привод становится по существу верхним.

Различают три типа черпаковых приводов: механический, электро-механический и гидромеханический.

Механический привод, широко применявшийся на старых паровых снарядах, из-за невозможности обеспечить сравнительно простое бесступенчатое регулирование скорости и надежную защиту от перегрузок, утратил свое значение. Большее распространение получил электро-механический черпаковый привод. В зависимости от производительности снаряда его делают односторонним или двухсторонним. Последний бывает однодвигательным и двухдвигательным.

На рис. 131, а приведена схема двухдвигательного черпакового привода. В состав его входят: электродвигатели 1, соединительные муфты, цилиндрические редукторы 2, сдвоенная открытая зубчатая передача 3 и электрогидравлические тормозы. Все элементы такого привода расположены на верхней площадке черпаковой башни.

В рассматриваемом черпаковом приводе вал верхнего барабана приводится во вращение, как правило, посредством сдвоенной зубчатой передачи. Вращение барабану можно передать и одной парой зубчатых колес, однако использование для этой цели двух параллельно работающих зубчатых передач позволяет снизить действие на вал скручивающих усилий.

В однодвигательном приводе даже при условии высокого качества изготовления зубчатых колес и точного монтажа их на валу верхнего барабана не обеспечивается равномерное распределение крутящего момента между его ветвями. Выше в нем и степень неравномерности на-

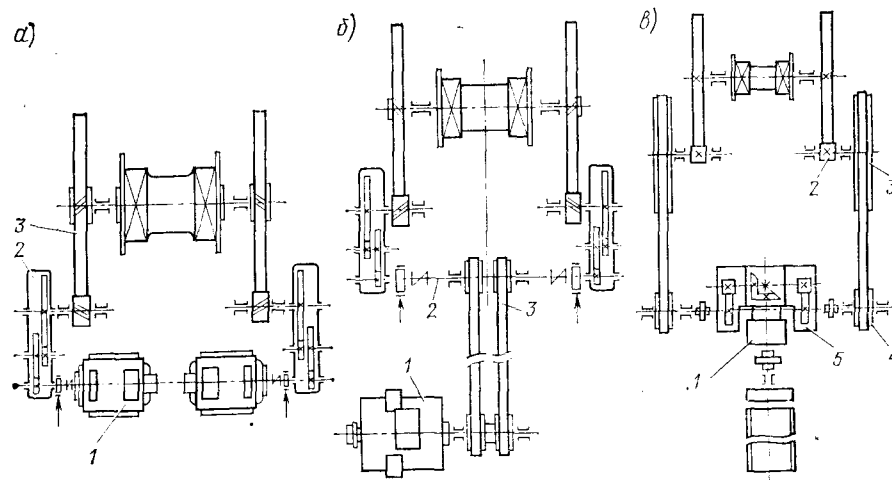


Рис. 131. Схемы черпаковых приводов

грузки на приводной двигатель. Редукторы и открытые зубчатые передачи в таком приводе следует рассчитывать на значительно большие нагрузки, чем в двухдвигательном. Одноводвигательный привод применяется поэтому на снарядах небольшой производительности.

Недостатком черпакового привода с электрической силовой передачей является высокая инерционность системы защиты от перегрузок. Расположение тяжелых электродвигателей на верхней площадке черпаковой башни, на значительной высоте от поверхности воды, снижает остойчивость снаряда.

Для повышения остойчивости приводные электродвигатели иногда устанавливают на средней по высоте площадке черпаковой башни, как это сделано при модернизации земснарядов «Нева-1» производительностью 400 м³/ч (рис. 131, б). Электродвигатель 1 этих снарядов соединяется с промежуточным валом 2 верхней части привода, выполненным из двух отдельных частей, при помощи клиноременной передачи 3. Обладая эластичностью, ременная передача существенно улучшает динамические качества привода и тем самым обеспечивает возможность увеличить скорость черпаковой цепи. Электромеханический черпаковый привод, подобный показанному на рис. 131, б, но с плоскими ремнями и двумя приводными электродвигателями, находит применение на современных снарядах ФРГ.

В гидромеханических черпаковых приводах используются два типа гидравлической передачи: объемная и гидродинамическая.

В зависимости от требуемой мощности привод с объемной гидроредукцией выполняется односторонним, состоящим из одного гидродвигателя и одного насоса, и сдвоенным — из двух гидродвигателей и двух насосов. Использование тихоходных высокомоментных гидродвигателей позволяет сократить, а в некоторых случаях полностью исключить механические передачи.

Гидродинамическая передача включает в себя гидротрансформатор или гидромуфту. В приводах с гидродинамической передачей, применяемых на снарядах производства ФРГ, часть элементов расположена в машинном отделении, в частности гидротрансформатор 1 (рис. 131, в), реверсивно-редукторная коническо-цилиндрическая передача 5 (специального изготовления) и ведущие шкивы 4 ременной передачи. На верхней площадке черпаковой башни расположены только ведомые шкивы 3 и сдвоенная открытая зубчатая передача 2.

Если расчетная частота вращения стандартного гидротрансформатора (гидромуфты) отличается от частоты черпакового дизеля, то трансформатор с дизелем соединяют через зубчатую передачу.

Гидродинамическая передача обеспечивает плавную работу привода и позволяет использовать легкие быстроходные дизели. Однако в сопоставлении с объемной гидродинамической передачей сложнее в изготовлении и ремонте и существенно дороже.

Гидротрансформатор работает бесшумно и осуществляет в достаточно широком диапазоне (~ 1 : 4,5) плавное и относительно экономичное регулирование. Гидромуфта не обеспечивает достаточно глубокого регулирования, к. п. д. ее в значительно большей мере, чем гидротрансформатора, зависит от режима работы. По существу она выполняет в

приводе только защитную роль, повышая надежность основных узлов и снижая динамические нагрузки.

Вследствие недостаточной надежности и долговечности ни объемные, ни гидродинамические передачи в черпаковых приводах отечественных снарядов распространения не получили.

§ 62. Расчет и проектирование черпакового привода

При проектировании черпакового привода необходимо: рассчитать мощность и выбрать черпаковый двигатель; определить общее передаточное число, геометрические и прочностные размеры зубчатых колес открытой передачи; выбрать редукторы, соединительные муфты и тормоза.

Расчет мощности черпакового двигателя. Мощность исполнительного черпакового двигателя (кВт)

$$N_{\text{ч}} = N_{\text{р}} + N_{\text{п}} + N_{\text{т}}, \quad (126)$$

где $N_{\text{р}}$ — мощность, затрачиваемая на резание грунта и заполнение черпаков, кВт; $N_{\text{п}}$ — мощность, необходимая для подъема срезанного грунта, кВт; $N_{\text{т}}$ — суммарные затраты мощности на преодоление трения, возникающего при движении черпаковой цепи по роликам черпаковых скатов, в шарнирных сочленениях черпаков при прохождении цепи через верхний и нижний барабаны, в черпаковом приводе, подшипниках черпаковых барабанов и на преодоление сопротивления воды, кВт.

Наиболее точно и просто определяется второе слагаемое (кВт)

$$N_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{гр}} g}{3,6 \cdot 10^6} [H_{\text{ч}} (\rho_{\text{гр}} - \rho_{\text{в}}) + H_{\text{п}} \rho_{\text{гр}}], \quad (127)$$

где $Q_{\text{гр}}$ — проектная производительность снаряда, м³/ч; g — ускорение свободного падения, м/с²; $H_{\text{ч}}$ — нормальная глубина черпания, соответствующая проектной производительности снаряда, м; $H_{\text{п}}$ — высота подъема грунта от уровня воды до центра тяжести его в черпаке над осью верхнего барабана, м.

Определение первого слагаемого $N_{\text{р}}$ в общем выражении для $N_{\text{ч}}$ вызывает затруднения из-за невозможности с достаточной точностью определить усилие резания грунта. Его значение $P_{\text{р}}$ зависит от многих факторов, в частности от геометрических параметров черпака, толщины режущей кромки, площади поперечного сечения и соотношения размеров срезанной стружки грунта, его физико-механических свойств и т. д. Используемые расчетные формулы их не учитывают.

Усилие резания устанавливают расчетом при помощи упрощенных зависимостей исходя из удельного сопротивления грунта резанию, пропорционального площади поперечного сечения срезанной черпаком стружки грунта или длине режущей кромки черпака. Затруднения в выборе численных значений этих величин требуют подгонки определяемых усилий резания при расчетах под мощность двигателей, ис-

пользуемых на аналогичных земснарядах. Разные по своему характеру расчетные формулы приводятся и в зарубежной литературе [106, 107]. Однако расчеты по указанным формулам также не обеспечивают необходимой точности.

В недалеком прошлом рядом исследователей были предприняты попытки создать более совершенные методы расчета мощности черпаковых двигателей. Предложенные ими сложные формулы для вычисления мощности тем не менее не получили практического применения из-за неточности конечного результата. Дело в том, что значение N_q во всех случаях во многом зависит от того, как будет оценено сопротивление грунта резанию, изменяющееся в реальных условиях эксплуатации очень резко.

Из всех попыток наиболее удачного решения этой сложной задачи заслуживает внимания, как отмечается в литературе [6], только способ определения мощности N_p , приведенный в монографии [107]. Авторы ее, ссылаясь на длительные наблюдения, утверждают, что усилие, фактически затрачиваемое на резание грунта, пропорционально произведению двух основных размеров черпака. А поскольку каждый из них в свою очередь пропорционален корню кубическому из вместимости черпака, то усилие резания грунта может быть определено по формуле (Н)

$$P_p = c_{гр} \rho_{гр} \sqrt[3]{V} \sqrt[3]{V} = c_{гр} \rho_{гр} V^{\frac{2}{3}},$$

где $c_{гр}$ — множитель, зависящий от рода разрабатываемого грунта; V — вместимость черпака, m^3 .

При извлечении рыхлых песков, суглинков, песчано-илистых и других легких грунтов минимальное значение $c_{гр} = 40$ [107]. У речных отечественных снарядов минимальное значение $c_{гр}$, полученное расчетом исходя из установленной мощности черпаковых двигателей, приблизительно составляет 30, максимальное при разработке тяжелых грунтов — 80. Множитель $c_{гр}$ для конкретных, заданных грунтовых условий можно оценить по судну-прототипу на основе известных значений развиваемой черпаковым двигателями мощности и частоты опорожнения черпаков в нормальных условиях эксплуатации.

При рассматриваемом способе расчета усилия P_p мощность, затрачиваемая на резание грунта (кВт)

$$N_p = \frac{P_p v_q}{60 \cdot 10^3},$$

где v_q — скорость резания грунта черпаками на нижнем барабане (м/мин)

$$v_q = v_{ц.ср} R_q / R_{ср},$$

где $R_{ср}$ — средний рабочий радиус вращения нижнего барабана (м)

$$R_{ср} = v_{ц.ср} / \omega = t_{ц} z_{г.н} / 4\pi.$$

Суммарные затраты мощности N_T на преодоление трения в элементах черпакового устройства и сопротивления воды могут быть учтены с помощью к. п. д. Выражение (126) при этом примет вид

$$N_q = (N_p + N_{п}) / \eta_{ч.у}. \quad (128)$$

К. п. д. черпакового устройства

$$\eta_{ч.у} = \eta_{пр.в} \eta_{ц} \eta_{б.н},$$

где $\eta_{пр.в}$ — к. п. д. верхнего черпакового привода; $\eta_{ц}$ — к. п. д. черпаковой цепи, учитывающий потери энергии на трение в подшипниках черпаковых скатов, на направляющих роликах и в сочленениях черпаков, которые возникают в них при прохождении цепи через верхний и нижний барабаны, а также на преодоление сопротивления воды; $\eta_{б.н} \approx 0,94 \div 0,96$ — к. п. д. подшипников нижнего барабана, воспринимающих радиальную и осевую нагрузки. К. п. д. верхнего черпакового привода

$$\eta_{пр.в} = \eta_{ред} \eta_{з.п} \eta_{б.в}, \quad (129)$$

где $\eta_{ред} = 0,94 \div 0,96$ — к. п. д. редукторной передачи; $\eta_{з.п} = 0,96 \div 0,98$ — к. п. д. открытой зубчатой передачи (в масляной ванне); $\eta_{б.в} = 0,96 \div 0,98$ — к. п. д. подшипников скольжения вала верхнего барабана.

Меньшие значения приведенных к. п. д. следует принимать для небольших земснарядов, большие — для крупных.

Данные о к. п. д. черпаковой цепи у земснарядов разной производительности приведены в литературе с учетом потерь энергии на преодоление сопротивления воды движению черпаковой цепи и трение в подшипниках нижнего барабана. Если последние исключить, то для снарядов различной производительности $\eta_{ц}$ примет следующие значения:

$\eta_{ц}$	0,56—0,72	0,76—0,80	0,83—0,85
Производительность снаряда, $m^3/ч$. . .	50—150	200—300	350—500

Учитывая, что современные многочерпаковые снаряды оснащены централизованной автоматически действующей смазочной системой подшипников черпаковых скатов и барабанов,* а конструкции последних стали более совершенными, приведенные выше табличные значения можно рассматривать как минимальные.

Выбранное значение N_q полезно оценить по параметру $N_{дв}/V$ — отношению мощности исполнительного черпакового двигателя к вместимости черпака*. Его значения, как показывает статистический анализ, не бывает менее 0,2 кВт/л у снарядов, разрабатывающих легкие грунты, и более 0,5 кВт/л у снарядов для разработки тяжелых грунтов.

* В действительности из составляющих общей мощности только $N_{п}$ и N_T линейно зависят от вместимости черпака. Мощность N_p , как уже отмечалось, пропорциональна $V^{2/3}$, но ее значение всегда меньше суммы $N_{п} + N_T$.

Таблица 9

Характеристика	Значение характеристики для земснарядов производства					
	СССР (номер проекта)					
	23-75	P-010	570,589	1499	1519	P-36
Глубина черпания, м	5,5	7,5	10	10	14	10
Мощность исполнительного черпакового двигателя $N_{дв}$, кВт	80	135	98,5; 130	175	197	2×160
Вместимость черпака V , л	270	270/400	400	500	400/630	830
$N_{дв}/V$, кВт/л	0,28	0,5/0,34	0,32	0,35	0,49/0,33	0,39

Продолжение табл. 9

Характеристика	Значение характеристики для земснарядов производства					
	Голландии (модель)					
	200	325	400	500	650	800
Глубина черпания, м	5—8	8—12,5	10—14,5	12—17	14—20	17—23
Мощность исполнительного черпакового двигателя $N_{дв}$, кВт	51	81	118	162	235	324
Вместимость черпака V , л	200	250/325	325/400	400/500	500/650	650/800
$N_{дв}/V$, кВт/л	0,25	0,33/0,25	0,36/0,3	0,4/0,32	0,47/0,36	0,5/0,41

Примечание. Значения до косой черты относятся к черпакам для тяжелых грунтов, за чертой — для легких.

В табл. 9 приведены отношения $N_{дв}/V$ у отечественных серийных речных и стандартных голландских снарядов типа «ИХК Стенбак», предназначенных для эксплуатации в разных грунтовых условиях при $n_q = 16 \div 25$ черп./мин.

Мощность дизеля, если он не предназначен для снабжения энергией других потребителей, $N_d = N_{дв}/\eta_{пр.н}$, где $\eta_{дв}$ — к. п. д. исполнительного двигателя черпакового привода; $\eta_{пр.н}$ — к. п. д. нижней части черпакового привода, учитывающий потери энергии в преобразователях переменного тока и механической энергии (генераторе тока, гидронасосе, гидромуфте или гидротрансформаторе).

Выбор электродвигателя. В качестве электродвигателя черпакового привода на современных земснарядах используются электродвигатели постоянного тока, удовлетворяющие требованиям к приводу в отношении диапазона регулирования частоты вращения и момента.

При выборе электродвигателя следует исходить из предполагаемых условий эксплуатации снаряда [68]. Для извлечения тяжелых, достаточно однородных грунтов следует применять электродвигатели с жесткой характеристикой, обеспечиваемой сравнительно большим маховым моментом. Стабильная работа привода с использованием момента инерционных сил позволит достичь более высокого значения средней используемой мощности черпакового двигателя.

При извлечении засоренных грунтов или содержащих крупные каменные включения, когда не только резко меняется сопротивление резанию, но и возникает опасность повреждения рабочих органов снаряда, более эффективен электродвигатель с относительно небольшим маховым моментом. Система регулирования электродвигателя в обоих случаях должна обеспечивать экскаваторную механическую характеристику.

Для защиты электродвигателя от перегрузок, особенно в приводе с высокой динамичностью действующих усилий, необходимо устанавливать регулируемые по моменту срабатывания муфты предельного момента или вводить в привод какое-либо эластичное звено.

Частота вращения двигателя, соответствующая расчетному значению частоты опораживания черпаков для нормального режима работы, составляет для большинства речных отечественных снарядов 260—640 мин⁻¹. Совершенствование черпаковых приводов, в частности установкой редукторных передач промышленного изготовления, позволило обеспечить большие передаточные числа при сравнительно небольших межосевых расстояниях. В результате стала возможна эксплуатация двигателей с высокой частотой вращения, достигающей у новых снарядов при $n_{q,расч}$ значения 1200 мин⁻¹. Высокооборотный двигатель имеет меньшую массу, большую компактность привода и более легкий пуск.

Установка в электроприводах тиристорных выпрямителей обусловила использование дизель-генераторов переменного тока в качестве источников первичной энергии для черпаковых приводов. С внедрением в практику тиристорных преобразователей частоты для плавного регулирования скорости появляется возможность применения в черпаковых приводах более надежных асинхронных электродвигателей трехфазного тока с короткозамкнутым ротором. Привод при этом станет не только дешевле в изготовлении, но и проще в обслуживании.

Определение общего передаточного числа черпакового привода. Общее передаточное число черпакового привода

$$u_{пр} = n_{дв.ном}/n_{б.в},$$

где $n_{б.в}$ — частота вращения верхнего барабана, соответствующая расчетному значению n_q . В приводе с обычной черпаковой цепью $n_{б.в} = 2n_{q,расч}/z_{г.в}$.

Рекомендации относительно выбора $n_{q,расч}$ были приведены выше, при определении вместимости черпака. Что касается пределов регулирования n_q , то у отечественных речных земснарядов минимальное значение ее обычно составляет 10, максимальное — 22—24 черп./мин. У современных зарубежных снарядов $n_{qmin} = (14 \div 16)$, а $n_{qmax} = (26 \div 28)$ черп./мин.

Пределы регулирования n_q , как и значение $n_{q,расч}$, следует принимать вне зависимости от производительности снаряда.

Вследствие использования электродвигателей с разной частотой вращения число $u_{пр}$ у отечественных речных земснарядов колеблется в широких пределах — от 40 до 150. Указанные значения $u_{пр}$ могут быть реализованы при использовании в приводе одной открытой зуб-

чатой передачи в комплексе с одноступенчатым или двухступенчатым редуктором.

К расчету открытой зубчатой передачи. Открытую зубчатую передачу черпакового привода рассчитывают исходя из норм, известных из курса деталей машин: на выносливость зубьев по напряжениям изгиба; на статическую прочность при действии наибольших пиковых нагрузок, соответствующих максимальному моменту, развиваемому двигателями при перегрузках — $M_{дв.пр.}$.

Для снижения шума, повышения долговечности и плавности работы открытую зубчатую передачу проектируют обычно с косыми или шевронными зубьями. Нормальный модуль зацепления ее составляет 14 — 20 мм; у большей части снарядов — 16—18 мм; число зубьев у шестерни — от 20 до 43, у колеса — от 163 до 236.

Число зубьев у шестерни и колеса определяется межосевым расстоянием, при котором обеспечивается прохождение черпаков над грунтовым колодцем с необходимым зазором у его задней стенки.

Зубчатые колеса изготавливают стальными литыми, шестерни — коваными из легированной стали, с необходимой термообработкой.

Выбор редукторов. Черпаковые приводы современных снарядов выполняют с цилиндрическими редукторами промышленного изготовления, обычно двухступенчатыми. Редукторы выбирают по передаточному числу, передаваемой мощности и частоте вращения быстроходного вала, равной $n_{дв.ном}$ черпакового двигателя, для непрерывного режима работы (ПВ-100%).

Расчетная мощность, передаваемая редуктором,

$$N_{ред} = k_{н.м} N_{дв.ном},$$

где $k_{н.м}$ — коэффициент неравномерности распределения общей мощности (крутящего момента) между ветвями однодвигательного черпакового привода, значение которого, как установлено исследованиями, составляет около 0,6.

При двухдвигательном приводе $N_{ред} = N_{дв.ном}$.

Расчетное значение крутящего момента на выходном валу редуктора

$$M_{ред} = k_{нм} M_{дв.ном} u_{ред} \eta_{ред},$$

где $M_{дв.ном}$ — номинальный крутящий момент, развиваемый черпаковым двигателем; $u_{ред}$ — передаточное число редуктора.

Выбранный редуктор должен обеспечить передачу максимального крутящего момента на выходном валу, создаваемого черпаковым двигателем при перегрузке,

$$M_{ред.мах} = k_{нм} M_{дв.пр} u_{ред} \eta_{ред},$$

Во избежание напряжений, опасных для прочности деталей цепи и привода, значение $M_{дв.пр}$ средствами механической или электрической защиты ограничивают

$$M_{дв.пр} = k_{п} M_{дв.ном}, \quad (130)$$

где $k_{п} = 1,5 \div 1,7$ — коэффициент допустимой перегрузки.

Допустимая нагрузка на конце выходного вала выбранного редуктора должна быть не менее максимальной, возникающей при работе черпакового двигателя с перегрузкой, т. е. $P_{мах} = 2M_{ред.мах}/D_{ш}$, где $D_{ш}$ — диаметр делительной окружности установленной на конце выходного вала шестерни открытой зубчатой передачи.

При использовании в приводе косозубой открытой передачи подшипники выходного вала редуктора необходимо проверить на соответствие осевой нагрузке. Если ее фактическое значение окажется более допустимого, на конце выходного вала следует установить упорный подшипник.

Передаточное число редуктора

$$u_{ред} = u_{пр}/u_{з.п},$$

где $u_{з.п}$ — передаточное число открытой зубчатой передачи. У речных отечественных земснарядов значение $u_{з.п}$ составляет 4,03 — 9,6; у большинства снарядов $u_{з.п} = 7 \div 9$.

Выбор соединительных муфт. Для соединения валов черпакового двигателя и редукторов применяют зубчатые и упругие втулочно-пальцевые муфты. Муфты выбирают на основе общих норм, известных из курса деталей машин.

Передаваемый муфтами момент должен быть не менее $k_{нм} \cdot M_{дв.пр}$ при однодвигательном черпаковом приводе и не менее $M_{дв.пр}$ — при двухдвигательном.

Расчет тормозного момента и выбор тормозов Для автоматического стопорения черпаковой цепи при остановках приводного двигателя используют колодочные электрогидравлические тормоза промышленного изготовления типа ТКТГ, устанавливаемые на ведущем валу привода между двигателем и редуктором.

Чтобы выбрать тормоз, необходимо знать тормозной момент. Без учета, трения в подшипниках осей и на направляющих роликах черпаковых скатов его находят по формуле

$$M_T = \frac{M_{гр}}{u_{пр}} \eta_{пр} \eta_{б.н}, \quad (131)$$

где $M_{гр}$ — крутящий момент на валу верхнего барабана, создаваемый усилием $P_{гр}$ в черпаковой цепи от массы находящегося в черпаках грунта (рис. 132).

$$M_{гр} = P_{гр} R_0. \quad (132)$$

Усилие $P_{гр}$ определяется по выражению

$$P_{гр} = G_{гр} \sin \alpha_{рмах}, \quad (133)$$

где $G_{гр}$ — сила тяжести грунта, находящегося в черпаках.

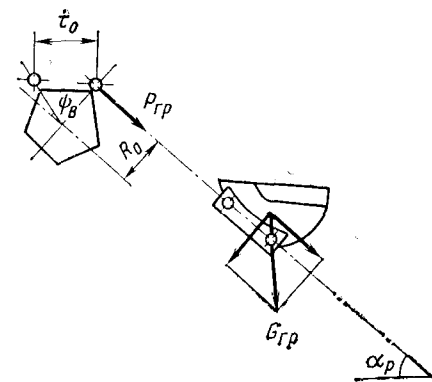


Рис. 132. Схема к определению тормозного момента

Решая совместно уравнения (132) и (133) и подставляя вместо $G_{гр}$ ее значение, равное $Vkgp_{гр}$, получим

$$M_{гр} = Vkgp_{гр} R_0 \sin \alpha_p \max \left[n_{в.р} + \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_{гр}} \right) n_{н.р} \right].$$

Таким образом рассчитывают тормозной момент, по значению которого выбирают тот или иной тормоз.

§ 63. Грунтоотводное устройство многочерпакового снаряда

Грунтоотводное устройство включает в себя грунтовый колодец, грунтовый клапан с приводом для его перекидки и грунтоотводные лотки с устройством для подъема и опускания.

Грунтовый колодец. Этот колодец (рис. 133) представляет собой шахту прямоугольного поперечного сечения, образуемую обшивкой стоек черпаковой башни с их внутренней стороны листовой сталью толщиной $\sigma = 6 \div 10$ мм. Стенки колодца облицовывают изнутри накладными листами из толстолистовой стали $\delta = 14 \div 20$ мм, заменяемыми по мере износа, а снаружи подкрепляют ребрами жесткости из тавровых или уголковых профилей.

Конструкция грунтового колодца в некоторой мере зависит от способа отвода грунта. Однако в любом случае в передней стенке, обращенной к черпаковой прорези, делают скругленный внизу вырез для прохода черпаковой цепи. Дно колодца выполняют двускатным из толстолистовой стали $\delta = 16 \div 20$ мм и более, с наклоном от середины к бортам под углом $28-30^\circ$ к горизонту. От абразивного изно-

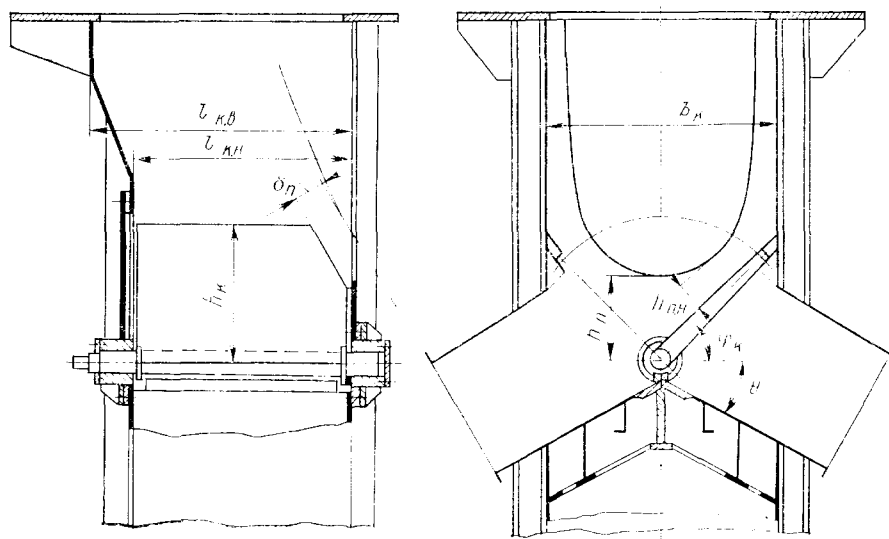


Рис. 133. Грунтовый колодец

са его защищают накладными листами толщиной $\delta = 16 \div 20$ мм, а для повышения прочности подкрепляют снаружи набором из поперечных и продольных ребер. При извлечении грунтов с крупными каменистыми включениями невысокие полосы жесткости иногда устанавливают на дне и изнутри колодца.

У снарядов с транспортерным отводом грунта на передней и задней стенках колодца в разных плоскостях размещают наклонные щиты, служащие для гашения кинетической энергии падающего грунта.

Грунтовые колодцы имеют или прямоугольную форму продольного сечения, или более сложную (см. рис. 133) с разной длиной в верхней и нижней частях.

Длина колодца в верхней части $l_{к.в} = R_ч + \Delta l - l_{с.п.}$, где Δl — расстояние по горизонтали между задней стенкой колодца и траекторией движения наиболее удаленных от оси вращения верхнего барабана точек режущей кромки опораживающегося черпака. У речных отечественных снарядов $\Delta l = [(490 \div 750) + l_{с.п.}]$ мм.

Длина $l_{к.н}$ колодца в нижней части у большей части снарядов, эксплуатируемых на внутренних водных путях СССР, составляет $(1,15 \div 1,25) R_ч$. Ширину колодца принимают равной ширине черпаковой прорези.

Грунтовый клапан. Рассматриваемый клапан представляет собой сварную конструкцию, состоящую из каркаса в виде решетки, приваренного к оси клапана и обшитого с обеих сторон листами из толстолистовой стали толщиной $\delta = 20 \div 25$ мм. Рабочие поверхности клапана иногда подкрепляют ребрами жесткости.

Современные снаряды имеют один клапан, расположенный осью по середине колодца вдоль ДП судна. Вал клапана устанавливают в подшипниках, закрепленных на передней и задней стенках колодца. Монтируют клапан через вырез в задней стенке.

Угол φ_k наклона клапана к горизонтали (см. рис. 133) принимают несколько большим угла θ наклона несущей поверхности грунтоотводного лотка. В большинстве случаев $\varphi = 45^\circ$. Высота клапана с углом его наклона связана зависимостью $h_k = B_k/2 \cos \varphi_k$. Поскольку высота клапана превышает высоту порога в передней стенке колодца, для возможности свободной перекидки его с борта на борт верхний угол со стороны прорези подрезают. Размеры среза выбирают с таким расчетом, чтобы зазор между режущими кромками черпаков нисходящей холостой ветви и подрезанной кромкой клапана при его вертикальном положении был одинаковым с зазором у кромки порога. Во избежание просора грунта в лотки, перекрываемые подрезанным клапаном, в углах, образуемых передней и боковыми стенками колодца, устанавливают кницы.

Для перекидки клапана с борта на борт используют однобарабанную электрическую лебедку 1 (рис. 134), сектор 4 с противовесом 5, насаженный на ось клапана, и стальной тяговый канат 2, связывающий барабан с сектором.

Управление электродвигателем лебедки осуществляется из рубки управления снарядом. Электродвигатель при крайних положениях

клапана выключается автоматически при помощи конечного выключателя 3. Время перекидки клапана приблизительно 10 с.

Грунтоотводные лотки. Лотки изготавливают из листовой стали $\delta = 5 \div 6$ мм. Для защиты от абразивного износа рабочие поверхности их облицовывают накладными листами $\delta = 6 \div 10$ мм. Снаружи лотки подкрепляют поперечными и продольными ребрами жесткости Т-образного профиля. Неподвижный лоток в поперечном сечении имеет форму прямоугольника со скругленными углами внизу; нижнюю стенку часто делают овальной.

Верхней частью неподвижный лоток соединяется с грунтовым колодезом, нижней — опирается на специальную стойку с желобом (см. рис. 123). Последний служит для отвода за борт воды и грунта, просачивающихся из неподвижного лотка через неплотности соединения с подвижной частью.

Подвижный лоток по своей конструкции аналогичен неподвижному, но верхняя часть его открытая. С неподвижным лотком он соединяется шарнирно, причем так, что в рабочем положении его нижняя часть несколько заходит под нижнюю часть неподвижного лотка. Другой конец подвижного лотка при помощи полиспаста подвешивают к верхней площадке черпаковой башни. В поднятом положении лоток крепят к площадке специальным устройством.

Длину неподвижного лотка выбирают с таким расчетом, чтобы в походном положении при поднятом подвижном лотке он не выступал за габарит корпуса снаряда. Ширину неподвижного лотка в месте примыкания к грунтовому колодезу принимают равной длине колодеза.

Для подъема и опускания подвижных лотков служат однобарабанные электрические лебедки, устанавливаемые на нижней площадке черпаковой башни или на палубе надстройки. Управление электродвигателем лебедки — аналогичное применяемому в устройстве для перекидки клапана.

На гидрофицированных снарядах перекидка клапана, подъем и опускание лотков осуществляются при помощи гидроцилиндров. Время подъема лотков в походное положение составляет приблизительно 1 мин.

Расположение грунтового колодеза. У снарядов ранней постройки грунтовый колодез располагался так, что его передняя стенка обычно находилась в плоскости, проходящей через ось верхнего барабана. Для уменьшения высоты расположения верхнего бара-

бана у современных снарядов колодез несколько смещают от указанной вертикальной плоскости в сторону кормовой оконечности. У отечественных снарядов это смещение составляет не более 100 мм, у зарубежных достигает 850 мм.

Наблюдения и опыт эксплуатации снарядов зарубежной постройки на внутренних водных путях СССР при разработке связных грунтов и мелкозернистых песков свидетельствуют о чрезмерно большом просоре грунта при опораживании черпаков. По-видимому, такое значительное смещение грунтового колодеза допустимо лишь у снарядов, предназначенных для разработки гравелистых и других легко вываливающихся из черпаков грунтов.

Сложность явлений, сопровождающих процесс опораживания черпаков, не позволяя пока теоретически обосновать условия рационального расположения грунтового колодеза. Наблюдения показали, что опораживание черпаков от связных грунтов и мелкозернистых песков происходит, как правило, одновременно всей массой в момент схода черпака с грани барабана. Причиной отмеченной закономерности следует считать действие сил инерции, возникающих в массе грунта вследствие резкого снижения скорости движения. Эти силы обусловлены изменением не только радиуса вращения барабана, но и траектории центра тяжести грунтовой массы с окружности на цепную линию, образуемую холостой ветвью цепи [77]. В момент отрыва грунта черпак должен находиться над грунтовым колодезом, в противном случае просор при опораживании будет неизбежен.

Отмеченная особенность опораживания черпаков позволяет установить определенную связь в расположении грунтового колодеза и верхнего барабана. Из построения, приведенного на рис. 135, следует, что наибольшее допустимое смещение передней стенки колодеза 1 от оси вала верхнего барабана 2

$$l_{c.п} = [a_c + (r_{в.п} - x)] \cos \alpha_3,$$

где a_c — возвышение передней кромки спинки черпака над основанием каретки; $r_{в.п}$ — радиус окружности, вписанной в многоугольник верхнего барабана; α_3 — угол, образуемый верхним участком холостой ветви черпаковой цепи с вертикалью в момент схода черпака с грани барабана.

Заменяя в этом выражении величину x ее значением, равным $c_n \operatorname{tg} \alpha_3$, получим

$$l_{c.п} = [a + (r_{в.п} - c_n \operatorname{tg} \alpha_3)] \cos \alpha_3.$$

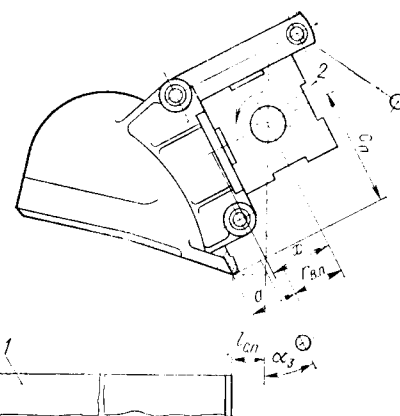


Рис. 135. Схема к определению положения передней стенки грунтового колодеза

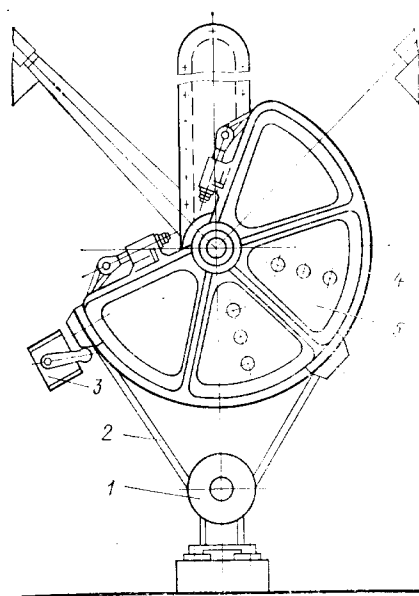


Рис. 134. Устройство для перекидки грунтового клапана

Подъем передней части спинки черпака, как видно из полученного выражения, способствует увеличению параметра $l_{\text{сп}}$, смещение полюзов в переднюю часть — уменьшает его. Уменьшение угла α_3 , достигаемое при увеличении наклона черпаковой рамы, приводит к большему $l_{\text{сп}}$. Значение этого угла следует принимать при проектировании соответствующим положению черпаковой рамы на глубине черпания, не превышающей нормальную.

§ 64. Черпаковые устройства одночерпаковых снарядов

Черпаковое устройство штангового снаряда. Конструкцию черпакового устройства штангового снаряда составляют механизмы и оборудование, расположенные на поворотной платформе. У современных снарядов они закрыты кабиной, в передней части которой находится пост управления. Черпак 7 жестко крепится на конце штанги 9, установленной на опорной стреле 13 (рис. 136). Верхний конец стрелы с помощью канатов 4 удерживается наклонной А-образной фермой 1, раскрепленной канатными оттяжками 2 к корпусу судна. Нижний конец стрелы шарнирно соединен с поворотной платформой 16. Штанга соединяется со стрелой с помощью шарнирно установленных на ней двух направляющих обойм 10. Вместе с обоймами штанга может поворачиваться в вертикальной плоскости и совершать в них поступательно-возвратное движение. При перемещении в обоймах штанга опирается на ролики-блоки 11.

На поворотной платформе расположены подъемная лебедка 19 и двухбарабанная лебедка 20 напорного механизма. Первая обеспечивает поворот штанги в вертикальной плоскости с помощью каната 5, перекинутого через блок 6 на конце стрелы, вторая — перемещение в направляющей обойме.

В напорный механизм, кроме двухбарабанной лебедки, входят система канатов и блоков, установленных на штанге и стреле. Два блока 12 установлены, в частности, между балками штанги, на оси направляющих обойм. Верхние ветви 18 напорного каната, сходящие с барабанов лебедки 20, через ролики-блоки 11 прокладывают под балками штанги и через отжимные блоки 8 закрепляют в ее передней части. Нижние ветви 17, сходящие с этих же барабанов, через блоки 12 прокладывают в заднюю часть штанги на уравнительный блок 3. При вращении барабанов лебедки штанга с черпаком перемещается вдоль ее направляющих, обеспечивая извлечение грунта с требуемой глубины.

Когда канат сматывается с барабана подъемной лебедки, штанга с черпаком под действием собственной силы тяжести поворачивается, напорным механизмом опускается на дно и черпак погружается в грунт. При выбирании каната черпак со штангой поворачивается вокруг оси направляющей обоймы, совершает режущий ход и заполняется грунтом. Штанга поворачивается до тех пор, пока не займет горизонтальное положение.

Поворотом платформы черпак устанавливается над местом разгрузки. Опораживание его осуществляется через открывающееся доньшко при помощи натяжного каната 14 электролебедки 15, находящейся на поворотной платформе. Доньшко черпака закрывается автоматически давлением воды при опускании штанги. Для экономии времени отдельные операции, в частности подъем черпака, перемещение штанги и поворот платформы, совмещаются.

В рабочее положение, соответствующее очередному режущему ходу, черпак устанавливается при помощи указателя угла поворота стрелы относительно ДП снаряда. Для того чтобы между режущими ходами черпака не оставались гребни неснятого грунта с глубинами меньше заданной, смежные следы черпака должны перекрываться не менее чем на 0,25 их ширины.

Поворот платформы осуществляется специальным механизмом поворота, обычно состоящим из двух приводных электродвигателей с ре-

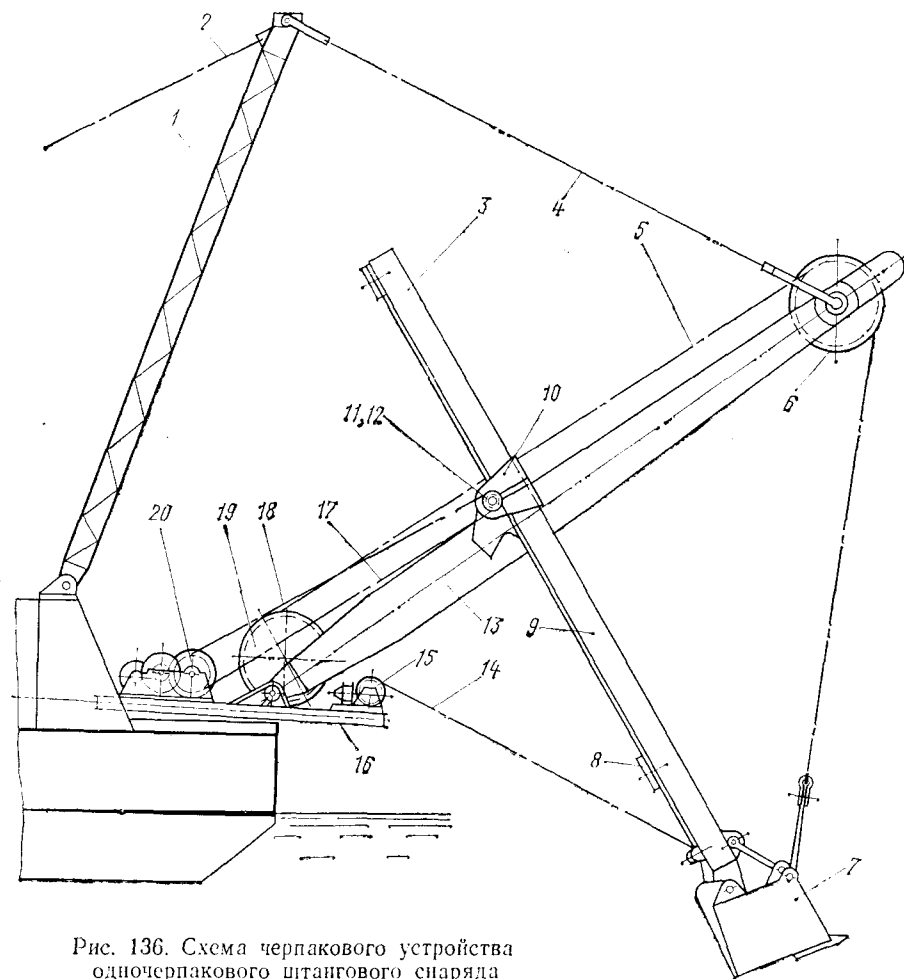


Рис. 136. Схема черпакового устройства одночерпакового штангового снаряда

дукторами и двух зубчатых шестерен, связывающих тихоходные валы редукторов с большим зубчатым колесом, неподвижно закрепленным на основании платформы. Шестерни обегают при вращении зубчатое колесо опорного круга платформы и заставляют платформу поворачиваться около ее оси. У некоторых снарядов этот механизм, так же как и показанный на рис. 138, является более простым, состоящим из двухбарабанной лебедки и каната, двумя витками запасованного на основании платформы.

Электроэнергия от судовой электростанции к механизмам черпакового устройства передается через кольцевой токосъемник, установленный на оси вращения платформы.

Конструкция штанги зависит от вместимости черпака. Различают штанги однобалочные, или внутренние, и двухбалочные, или внешние. Однобалочная штанга состоит из пустотелой балки прямоугольного или круглого сечения, один конец которой соединен с черпаком при помощи фланцевого или шарнирного соединения. На другом конце штанги крепится напорный канатный блок. Однобалочная конструкция штанги характерна для небольших снарядов, с черпаками вместимостью не более 0,75 м³. Длину штанги выбирают с расчетом извлечения грунта с требуемой глубины.

Тип штанги определяет и конструкцию стрелы. При однобалочной штанге стрелу выполняют двухбалочной, при двухбалочной — наоборот. Стрелы изготовляют сварными коробчатого или круглого сечения.

Черпаки штанговых снарядов обычно литые, конической формы, с гнездами для вставных зубьев; боковые стенки черпака имеют снаружи ребра жесткости.

Черпаковое устройство грейферного снаряда. Конструкция черпакового устройства грейферного снаряда по существу представляет собой полноповоротный грейферный кран. Все его механизмы и оборудование смонтированы на поворотной платформе в закрытой кабине. В передней части кабины расположен пост управления.

Основными рабочими механизмами черпакового устройства, кроме крановых механизмов изменения вылета и поворота стрелы, являются грейферные лебедки — замыкающая и поддерживающая, при помощи которых грейфер поднимается и опускается, а также открывается и закрывается. У некоторых снарядов грейферная лебедка выполнена комбинированной, двухбарабанной. Наиболее распространенные приводы механизмов рабочих устройств грейферного снаряда — дизельный и дизель-электрический.

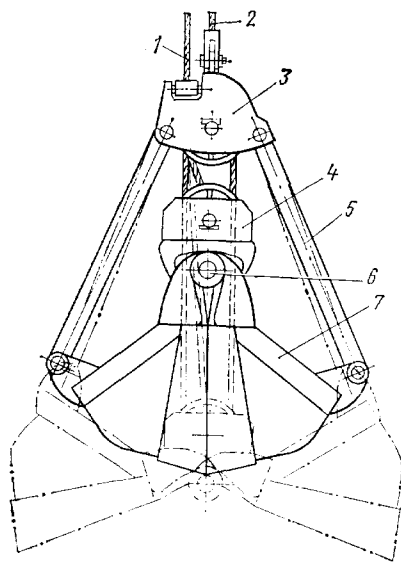


Рис. 137. Двухчелюстной грейфер

На эффективность работы черпакового снаряда в значительной мере влияет тип и масса грейфера. Легкий грейфер плохо входит в грунт и заполняется им, тяжелый — требует большой мощности грейферной лебедки для его обслуживания. Практикой эксплуатации выработаны оптимальные нормы, согласно которым отношение массы грейфера к его вместимости должно составлять: при разработке легких грунтов 1,5—2,5 т/м³, при разработке тяжелых грунтов 4—5 т/м³.

Тип грейфера выбирают в зависимости от рода извлекаемого грунта. Для разработки легких и средних грунтов применяются двухчелюстные грейферы (без зубьев и с зубьями), для извлечения каменных грунтов и дробленых скальных пород — многочелюстные (трех- или четырехчелюстные).

Двухчелюстной грейфер (рис. 137) состоит из двух челюстей 7, нижней 4 и верхней 3 блочных обойм, тяг 5 и других деталей. Обе челюсти соединены между собой при помощи шарнира 6. С этим же шарниром соединена и нижняя блочная обойма. Каждая челюсть посредством тяги 5 шарнирно соединена с верхней блочной обоймой.

Грейфер подвешивается на стреле крана на двух канатах — поддерживающем 2, прикрепленном к обойме верхних блоков, и подъемном замыкающем канате 1, образующем между блочными обоймами полиспаст. Оба каната проложены через направляющие блоки, установленные на верхнем конце стрелы крана, к тяговым барабанам грейферной лебедки.

При расторможенном поддерживающем барабане или ослабленном канате 2, когда грейфер висит на замыкающем канате 1, челюсти грейфера сомкнуты. Если канат 2, поддерживающий верхнюю блочную обойму, выбрать на барабан лебедки, а замыкающий канат 1, поддерживающий нижнюю блочную обойму, ослабить, нижняя обойма опустится и челюсти разомкнутся.

Чтобы закрыть грейфер, замыкающий канат 1 выбирают на барабан лебедки, а поддерживающий канат 2 ослабляют. При разгрузке грейфера канат 1 полиспаста ослабляют, а канат, поддерживающий верхнюю подвеску, удерживают на барабане лебедки.

ГЛАВА 8

ПАЛУБНЫЕ УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ ЗЕМСНАРЯДОВ

§ 65. Оперативные лебедки и предъявляемые к ним требования

Основные сведения. Рабочие перемещения земснарядов и их специальных устройств — грунтозаборного, грунтоотводного, швартовного, свайного аппарата и других — осуществляются при помощи лебедок.

Для рабочих перемещений якорных и свайно-якорных дноуглубительных снарядов используют лебедки, которые принято называть оперативными. По месту расположения концевых канатных блоков на

палубе земснаряда различают носовые и кормовые лебедки, а по направлению передвижения земснаряда — станковые и боковые (папильнажные).

Лебедки на палубе земснаряда размещают так, чтобы можно было наблюдать за их работой из рубки, а также обеспечить безопасность обслуживания и свободный доступ к ним.

В зависимости от принятого способа рабочих перемещений, наличия свайного аппарата и схемы проводки канатов по палубе на земснаряде устанавливают от трех до шести оперативных лебедок (рис. 138).

По числу барабанов, обслуживаемых одним двигателем, различают лебедки с индивидуальным (рис. 139) и групповым (рис. 140) приводами.

Многобарабанные лебедки позволяют улучшить компоновку оборудования на палубе земснаряда и снизить весовую нагрузку на корпус. Однако для возможности одновременной работы двух и более барабанов необходим мощный приводной двигатель, который большую часть рабочего времени оказывается существенно недогруженным. Сложной оказывается система раздельного включения и управления частотой вращения барабанов лебедки. Поэтому многобарабанные лебедки с групповым приводом целесообразно применять в качестве кормовых, поскольку их включают в работу поочередно и эпизодически. У свайно-якорных земснарядов целесообразно совмещение оперативных лебедок со сваеподъемными. В качестве носовых, как показывает опыт эксплуатации земснарядов, предпочтительнее использовать однокорпусные лебедки.

По типу приводного двигателя различают паровые, гидравлические и электрические лебедки. Ввиду того, что паровые лебедки — громоздки, неэкономичны, плохо приспособлены для дистанционного управления, их почти не используют.

Гидравлические лебедки (рис. 141) компактны, экономичны, обеспечивают возможность широкого диапазона регулирования скорости вращения барабана. Однако из-за малого ресурса гидродвигате

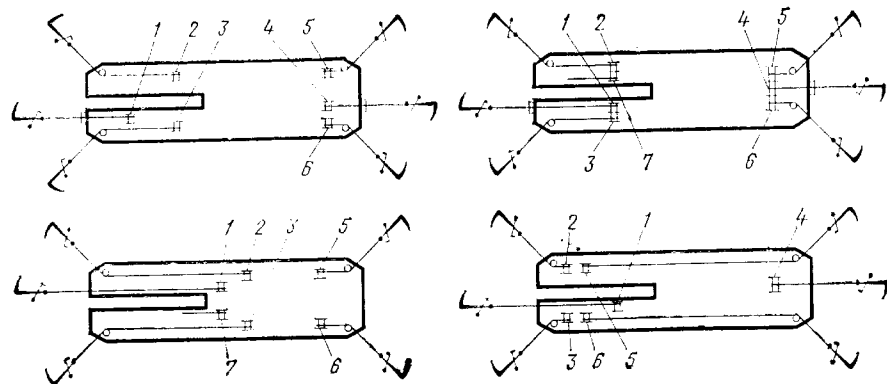


Рис. 138. Схема расположения оперативных лебедок на палубе земснаряда: 1 — носовая станковая; 2, 3 — боковые носовые; 4 — кормовая станковая; 5, 6 — боковые кормовые; 7 — сваеподъемная

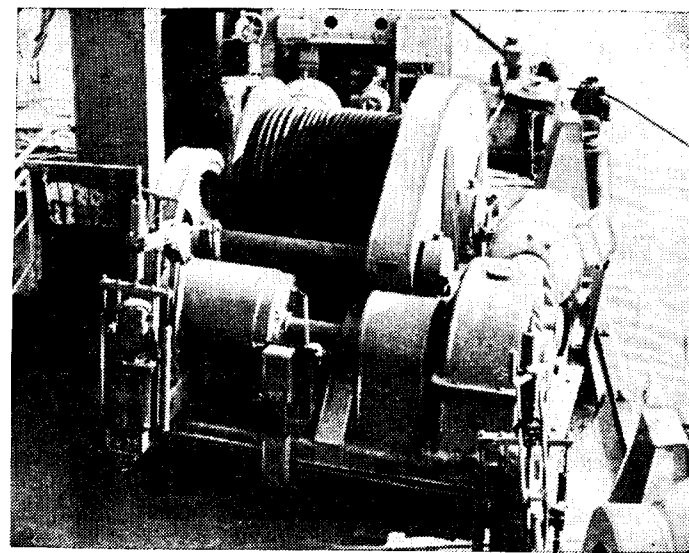


Рис. 139. Однобарабанная лебедка

лей, высокой стоимости и трудоемкости ремонта, неустойчивости работы при малых скоростях вращения они пока имеют ограниченное применение.

В качестве приводных двигателей для оперативных лебедок наибольшее распространение получили электродвигатели постоянного и переменного тока с различными системами управления.

Оперативные лебедки являются важным элементом технологического и энергетического оборудования земснаряда. Являясь средством для рабочих перемещений земснаряда, они во многом определяют качество дноуглубительных работ, эффективность грунтазбора и производительность земснаряда в изменяющихся условиях его эксплуатации.

Углубляемое дно судоходной трассы — неровное, наблюдаются значительные перепады уровней дна. В связи с этим толщина полезного снимаемого слоя грунта перед грунтазборным органом, погруженным на заданную глубину, изменяется по мере перемещения грунтазборного органа. Поэтому для создания благоприятных условий грунтазбора необходимо плавно и в широком диапазоне (0,5—15 м/мин) изменять скорость рабочих перемещений земснаряда.

При производстве дноуглубительных работ на судовом ходу земснаряд периодически отводят с разрабатываемого участка дна для пропуска транспортных судов, а затем возвращают на прежнее место работы. На выполнение этих непроизводительных операций в условиях интенсивного судоходства затрачивается значительное время. В связи с этим скоростные и тяговые характеристики оперативных лебедок влияют на степень использования навигационного времени.

Отсюда вытекают основные требования, которым должны отвечать оперативные лебедки земснаряда [43]. Они должны быть удобны в обслуживании, компактны и надежны в эксплуатации, а также обеспечивать: закономерное движение земснаряда в заданном направлении, возможность дистанционно и плавно изменять скорость рабочего перемещения земснаряда. Развиваемое ими движущее усилие должно быть достаточным для преодоления внешних сопротивлений в широком диапазоне регулирования скорости перемещения земснаряда.

Перечисленные специфические требования практически исключают возможность использования на дноуглубительных земснарядах лебедок общего машиностроения. Оперативные лебедки строят для земснарядов, как правило, по индивидуальным проектам.

Устройство оперативных лебедок. В состав лебедки (рис. 142) входят: приводной двигатель 1, электромагнитный тормоз 2 быстрого вала, втулочно-пальцевая муфта 3, редуктор 4, коробка скоростей 7, открытая зубчатая передача 8, барабан 9, тормоз барабана 10, винт канатоукладчика 11, фундаментная рама 12, жесткая муфта 6 и муфта 5 переключения коробки скоростей. В описываемой конструкции лебедки одна из полумуфт муфты 3 выполняет функцию шкива тормоза 2, который обеспечивает автоматическое торможение барабана 9 при остановке двигателя. Коробка скоростей 7 служит для получения высокой скорости выбирания каната при вспомогательных передвижениях земснаряда.

При нейтральном положении муфты 5 отключается барабан лебедки от двигателя. Этим обеспечивается свободное стравливание каната барабана при завозке якоря или при сплывании земснаряда вниз по течению для перехода на очередную траншею.

Особенностью эксплуатации оперативных лебедок является необходимость в периодических перекладках тяжелых якорей и жестких стальных канатов. Операции по перекладке якорей являются весьма трудоемкими и небезопасными для экипажей земснарядов, даже с применением специальных средств — мотозавозен или стрел. В стремлении сократить число таких операций якоря завозят по возможности на большее расстояние. Это необходимо и для надежного удержания

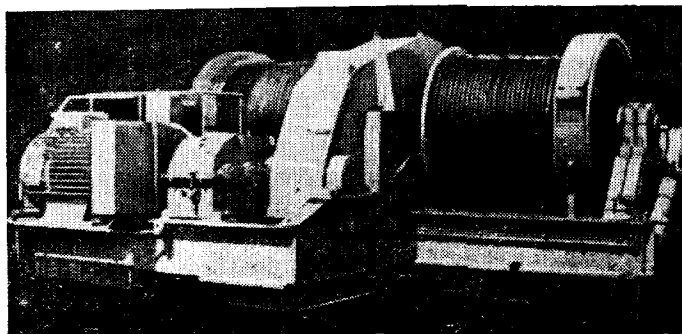


Рис. 140. Двухбарабанная лебедка с групповым приводом

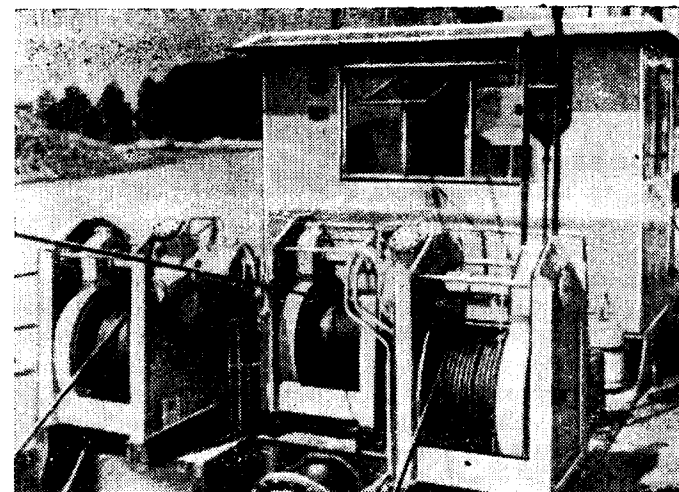


Рис. 141. Лебедки с гидравлическим приводом

якоря в грунте. При коротком канате (от земснаряда до якоря) часто наблюдаются случаи подрыва якоря с потерей его держащих свойств. По указанным причинам барабаны оперативных лебедок земснарядов имеют большую канатоемкость (500—800 м каната).

Нормальная эксплуатация каната и правильная укладка его на барабан возможны лишь при наличии канатоукладчика, который обеспечивает равномерную и плотную укладку каната на барабан по всей его длине в несколько слоев. В результате увеличивается срок службы каната и эффективность использования канатоемкости барабана.

В типовой конструкции винт канатоукладчика 11 (см. рис. 142) с двухсторонней (левой и правой) резьбой уложен в подшипниках. Он приводится во вращение цепной передачей от вала барабана 9. По выточке резьбы вала-винта скользит поводок, шарнирно встроенный в ка-

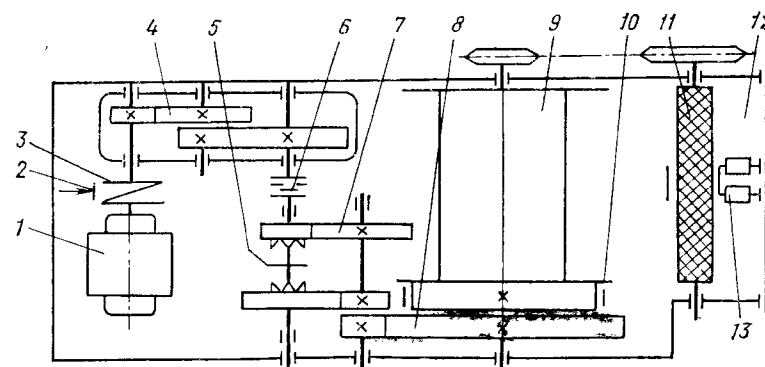


Рис. 142. Кинематическая схема оперативной лебедки

ретку 13. Вращение вала-винта преобразуется в поступательное движение поводка, который перемещает каретку по направляющим.

На концах резьбы, против реборд барабана, поводок попадает из выточки левой резьбы в лекальную канавку, поворачивается относительно каретки вокруг своей оси и переходит в выточку правой резьбы. Благодаря этому при неизменном направлении вращения барабана и вала-винта поводок изменяет направление движения каретки. Поступательно-возвратное перемещение каретки и каната вдоль оси барабана от одной реборды до другой обеспечивает равномерную укладку каната на барабан в несколько (4—5) слоев.

Качество навивки каната на барабан зависит от согласования диаметра каната и частоты вращения барабана со скоростью перемещения каретки. За один оборот барабана перемещение каретки канатоукладчика вдоль оси барабана должно быть равно диаметру каната. Это возможно в случае, если передаточное число звездочек цепной передачи равно отношению диаметра каната к шагу резьбы вала-винта.

Для уменьшения износа поводка и резьбы винта и обеспечения надежной работы канатоукладчика направляющий блок от лебедки размещают на расстоянии, превышающем удвоенную длину барабана.

§ 66. Нагрузки на земснаряд и оперативные лебедки

Расчет тяговых усилий оперативных лебедок может быть выполнен графоаналитическим методом [6]. В изложенном ниже аналитическом методе одновременно определяют тяговые усилия становой и боковых лебедок. Этим достигается более высокая точность расчетов, поскольку учитывается раскладка рабочих якорей и взаимное влияние натяжения канатов носовых лебедок.

Расчетная схема нагрузок на земснаряд при определении характеристик лебедок зависит от способа рабочих перемещений земснаряда. При траншейном и папильонажном (без применения свай) способах работы земснаряда она по существу одинакова (рис. 143, а). Схема нагрузок на свайно-якорный земснаряд (рис. 143, б) имеет свои особенности, поскольку рабочее перемещение его не плоскопараллельное, а вращательное. Оно осуществляется при помощи боковых лебедок вокруг заколотой в грунт сваи.

Разработка песчаных грунтов свайно-якорными земснарядами нередко ведется папильонажным способом (сваи подняты). С поднятыми сваями осуществляются и операции по уходу с прорези. Поэтому характеристики оперативных лебедок у свайно-якорных снарядов следует рассчитывать по каждой из указанных схем.

Внешние нагрузки на земснаряд, преодолеваемые оперативными лебедками, складываются из: сопротивления воды передвижению корпуса земснаряда (P_k или M_k), шаланды ($P_{ш}$), рамы грунтозаборного устройства (P_p или M_p) и плавучего грунтопровода ($P_{гп}$). Лебедки преодолевают также силу действия ветра на земснаряд; шаланду и плавучий грунтопровод P_v , гидродинамические инерционные силы $P_{и}$ и

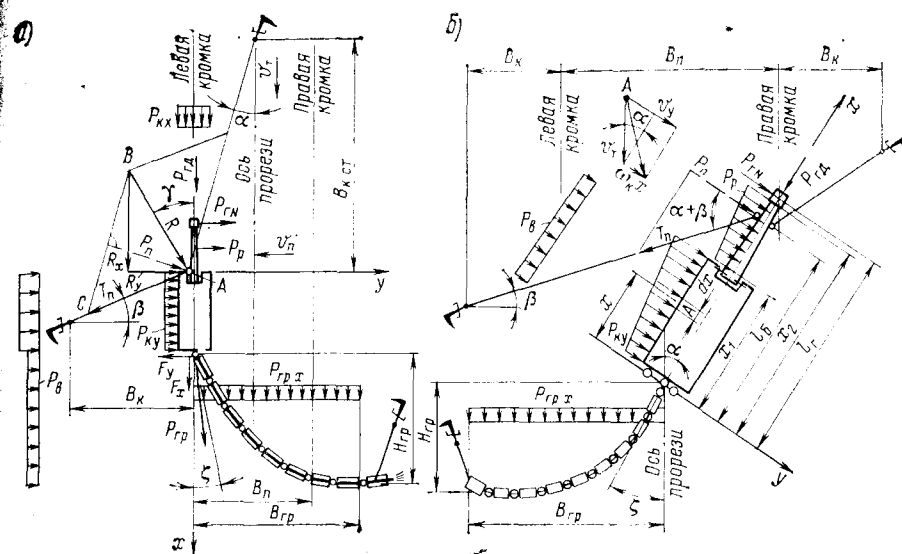


Рис. 143. Схемы нагрузок на лебедки якорного и свайно-якорного земснарядов

моменты $M_{и}$, вызванные изменением скорости передвижения земснаряда; инерционные силы $F_{и}$, вызванные изменением количества движения водогрунтовой смеси в плавучем грунтопроводе. Весьма значительные нагрузки передаются на лебедки от работающего механического разрыхлителя или от черпакового устройства $P_{гд}$ и $P_{гн}$.

Перечисленные нагрузки принято определять в проекциях на оси координат, связанные с направлением передвижения земснаряда, или в виде момента внешних сил сопротивления вращению земснаряда вокруг заколотой в грунт сваи.

Результирующую внешнюю нагрузку на оперативные лебедки якорных земснарядов

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (134)$$

и ее составляющие R_x и R_y (см. рис. 143, а) выбирают в зависимости от принятого способа рабочих перемещений.

Нагрузку на лебедки при повышенных скоростях вспомогательных передвижений для всех типов земснарядов рассчитывают, как и для рабочих режимов, но при значениях усилий резания грунта, равных нулю.

Сопротивление воды перемещению корпуса земснаряда может быть вычислено по известным формулам гидромеханики. Корпус земснаряда обычно выполняют в виде понтона с прямыми бортами. Для таких плохобтекаемых тел основной составляющей сопротивления является сопротивление формы [31]. Поэтому сопротивле-

ние воды передвижению земснарядов, рабочие перемещения которых являются плоскопараллельными, может быть найдено по формулам:

$$P_{ky} = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T L v_y^2 k_m = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T L k_m (v_T \sin \alpha + v_n)^2; \quad (135)$$

$$P_{kx} = c_{Dx} \frac{\rho_B}{2} T B v_x^2 k_m = c_{Dx} \frac{\rho_B}{2} T B k_m (v_T \cos \alpha + v_{с.т})^2, \quad (136)$$

где P_{ky} , P_{kx} — составляющие силы сопротивления воды плоскопараллельному передвижению земснаряда по осям y и x ; c_{Dy} , c_{Dx} — коэффициенты сопротивления подводной поверхности борта и носового транца земснаряда при отрывном обтекании, принимаемые по графику на рис. 144 в зависимости соответственно от отношения T/L и T/B ; L , B , T — длина, ширина и осадка корпуса земснаряда; ρ_B — плотность воды; $k_m = 1,05 \div 1,1$ — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления при работе земснаряда на мелководье; v_y , v_x — скорости движения земснаряда относительно воды; v_T — скорость течения; v_n — скорость бокового перемещения; $v_{с.т}$ — скорость движения земснаряда по траншее; α — угол между диаметральной плоскостью земснаряда и направлением вектора скорости течения.

Для многочерпаковых земснарядов необходимо определить по формуле (136) дополнительное сопротивление воды передвижению пришвартованной шаланды.

Для свайно-якорных земснарядов, рабочие перемещения которых осуществляются путем вращения вокруг заколотой в грунт сваи, скорость потока воды по длине корпуса изменяется по значению и направлению. Составляющая этой скорости v_y , нормальная к борту земснаряда в рассматриваемой точке A (см. рис. 143, б)

$$v_y = v_T \left(\sin \alpha + \frac{\omega_K x}{v_T} \right), \quad (137)$$

где ω_K — угловая скорость вращения земснаряда вокруг сваи; x — расстояние от сваи до рассматриваемой точки корпуса.

Сила воздействия потока воды на борт земснаряда (распределенная нагрузка)

$$P_{ky} = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T \int_0^L v_y^2 dx, \\ P_{ky} = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T L v_T^2 \left[\sin^2 \alpha + \frac{\omega_K L}{v_T} \sin \alpha + \frac{1}{3} \left(\frac{\omega_K L}{v_T} \right)^2 \right]. \quad (138)$$

Создаваемый ею гидродинамический момент

$$M_K = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T \int_0^L v_y^2 x dx, \\ M_K = c_{Dy} \frac{\rho_B}{2} T L^2 v_T^2 \left[\frac{\sin^2 \alpha}{2} + \frac{2}{3} \frac{\omega_K L}{v_T} \sin \alpha + \left(\frac{\omega_K L}{2 v_T} \right)^2 \right]. \quad (139)$$

Изложенный метод расчета нагрузок на корпус земснаряда может быть использован и для выбора сопротивления передвижению погруженной в воду рамы грунтозаборного устройства. Сопротивление передвижению рамы P_p палльонажных земснарядов может быть определено по формуле (135), в которую вместо T и L следует подставить соответственно высоту h_p и длину l_p погруженной в воду части рамы. Для рамы коробчатого сечения коэффициент сопротивления следует принять $c_{Dp} = 2$ [31, 47]. Гидродинамический момент, действующий на раму свайно-якорного земснаряда, может быть определен по формуле (139) при соответствующих пределах интегрирования x_1 и x_2 .

Инерционные нагрузки на земснаряд возникают при всяком изменении скорости рабочих перемещений. Скорость перемещений земснаряда изменяют для поддержания устойчивого грунтозабора с высокой концентрацией гидросмеси. Она изменяется также вследствие изменения угла заложения канатов боковых лебедок по мере подтягивания снаряда к якорю.

Для якорных земснарядов инерционная нагрузка

$$P_{II} = (1 + k_V) \rho_B V \frac{dv}{dt}, \quad (140)$$

где k_V — коэффициент присоединенных масс жидкости, определяемый по данным [31] в зависимости от размеров земснаряда с учетом массы жидкости внутри рамы и в прорези корпуса земснаряда; V — водоизмещение земснаряда и шаланды; dv/dt — линейное ускорение центра масс земснаряда.

При изменении скорости вращения земснаряда вокруг сваи действует момент гидродинамических инерционных сил

$$M_{II} = [(1 + k_J) J_K + J_p] \frac{d\omega_K}{dt}, \quad (141)$$

где $\frac{d\omega_K}{dt}$ — угловое ускорение вращения земснаряда вокруг сваи; $k_J = 0,1 \div 0,3$ — коэффициент присоединенного момента инерции масс жидкости при $T/B = 0,07 \div 0,15$ [31]; J_K — момент инерции массы земснаряда и воды, находящейся в прорези корпуса земснаряда, относительно оси заколотой в грунт сваи

$$J_K = \rho_B B T \int_0^L x^2 dx = \frac{1}{3} \rho_B B T L^3;$$

$J_p = m_p (l_0 + l_p/2)^2$ — момент инерции масс рамы и присоединенных масс жидкости, находящейся между боковыми стенками рамы.

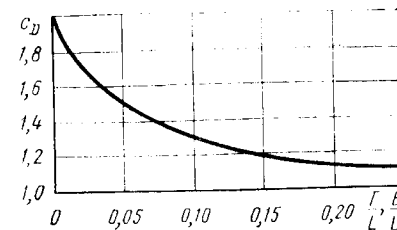


Рис. 144. Зависимость коэффициента сопротивления от соотношения главных размеров земснарядов

Здесь m_p — масса рамы и присоединенной жидкости; l_0 — расстояние от сваи до оси подвеса рамы; l_p — длина рамы.

Угловое ускорение зависит от типа привода, характеристик и системы управления лебедок. Значение ускорения зависит от характера провисания и жесткости каната, а также от положения рабочих якорей. Максимальные ускорения соответствуют началу движения земснаряда от кромки прорези, поскольку при этом скорость перемещения изменяется от нуля до заданной. По результатам экспериментальных исследований на земснарядах при ручном управлении лебедками среднее угловое ускорение составляет $0,00084 \text{ с}^{-2}$. Даже при таких малых ускорениях из-за больших масс земснаряда инерционные силы оказываются весьма значительными.

Нагрузка на гибкий плавучий грунтопровод складывается из силы воздействия воды и ветра, а также инерционных сил, обусловленных движением гидросмеси по изогнутому грунтопроводу.

Гидродинамическая нагрузка на гибкий плавучий грунтопровод зависит от его длины, формы в плане, размеров и формы понтонов и скорости течения.

Наблюдения показывают, что центры шаровых соединений грунтопровода располагаются по кривой, близкой к параболе. В связи с этим проекции силы $P_{гр}$ натяжения грунтопровода в точке его присоединения к земснаряду (см. рис. 143, а) могут быть найдены по формулам

$$P_{гр, x} = q_{гр} B_{гр}; \quad P_{гр, y} = \frac{q_{гр}}{2} \frac{B_{гр}^2}{H_{гр}}, \quad (142)$$

где $B_{гр}$, $H_{гр}$ — длины проекций головной части грунтопровода (см. рис. 143, а и б); $q_{гр}$ — погонная нагрузка на грунтопровод:

$$q_{гр} = c_{гр} \frac{\rho_v}{2} T_{п} v_t^2,$$

где $c_{гр}$ — коэффициент сопротивления формы грунтопровода; $T_{п}$ — осадка понтонов; v_t — скорость течения.

По результатам экспериментальных исследований получена зависимость

$$c_{гр} = 0,244 (\zeta - \operatorname{tg} \zeta \ln \sin \zeta)^{-1,475} + 0,27,$$

где $\zeta = \operatorname{arctg} \frac{2H_{гр}}{B_{гр}}$ — угол между осью прорези x и касательной к гибкому грунтопроводу (см. рис. 143, а) в точке присоединения к земснаряду, рад.

Во избежание чрезмерного натяжения плавучего грунтопровода угол не следует принимать более 30° . При этом дальность отвода грунта $B_{гр}$ от земснаряда до места складирования не превышает 65% длины $L_{гр}$ плавучего грунтопровода, т. е. $B_{гр} \leq 0,65 L_{гр}$. Нагрузку $P_{гр}$ при $\zeta = 30^\circ$ в этом случае можно считать расчетной для лебедок, сваи концевой понтона и земснаряда.

При определении нагрузок на лебедки следует учитывать силы, вызванные изменением количества движения гидросмеси в изогнутом плавучем грунтопроводе. Значение их в проекциях на оси x и y в точке присоединения грунтопровода к корпусу земснаряда (см. рис. 143, а) может быть вычислено по формулам:

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \rho_c q_c v_{см} \int_{\xi}^{\pi/2} \sin \xi d\xi = \rho_c q_c v_{см} \cos \xi; \\ F_y &= -\rho_c q_c v_{см} \int_{\xi}^{\pi/2} \cos \xi d\xi = -\rho_c q_c v_{см} (1 - \sin \xi), \end{aligned} \right\} \quad (143)$$

где ρ_c — плотность гидросмеси; q_c — подача грунтового насоса по гидросмеси; $v_{см}$ — скорость движения гидросмеси в грунтопроводе.

Ветровую нагрузку рассчитывают в предположении, что направление ветра противоположно направлению рабочего перемещения земснаряда. Ветровую нагрузку на земснаряд определяют [6] по формуле

$$P_v = p_d f_v, \quad (144)$$

где p_d — давление ветра, принимаемое в зависимости от расчетной силы ветра по шкале Бофорта [31] для судна данного разряда по классификации Правил Речного Регистра РСФСР; f_v — площадь поверхности, воспринимающая ветровую нагрузку.

При расчете ветровой нагрузки на плавучий грунтопровод площадь поверхности, воспринимающей ветровую нагрузку, вычисляют как произведение высоты надводной части грунтопровода на длину его проекции, нормальную принятому направлению ветра.

§ 67. Расчет скорости рабочих перемещений земснарядов

Полная загрузка специального энергетического оборудования земснаряда возможна при вполне определенной скорости его перемещения, от которой, в свою очередь, зависит и продолжительность вспомогательных операций, выполняемых в течение навигационного периода.

Скорость рабочих перемещений земснаряда рассчитывают по формуле

$$v_{п} = Q_{гр} / f, \quad (145)$$

где $Q_{гр}$ — расчетная производительность земснаряда по грунту, $\text{м}^3/\text{ч}$; f — площадь поперечного сечения разрабатываемой траншеи или папилонажной ленты, м^2 .

Для траншейных земснарядов диапазон скоростей рабочих перемещений обычно устанавливают исходя из диапазона толщин h_c полезно-снимаемого слоя грунта. Толщина h_c зависит от кон-

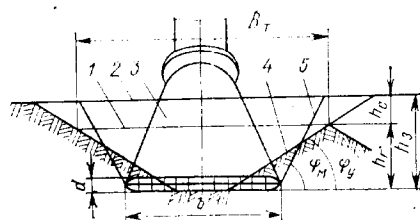


Рис. 145. Схема поперечного сечения траншеи:

1 — проектный уровень дна; 2 — дно до работы; 3 — грунтоприемник; 4 — установившийся откос грунта; 5 — мгновенный откос грунта

кратных условий эксплуатации земснаряда и, вообще говоря, не может быть заданной заранее. Произвольный выбор h_c дает случайное значение скорости передвижения земснаряда.

Исходя из этого при расчете характеристик становой лебедки следует ограничиться определением максимальной рабочей скорости $v_{ст}$, которой соответствует минимальная площадь сечения одиночной траншеи. Согласно рис. 145,

$$f_t' = bh_a + h_a^2 m_m, \quad (146)$$

где b — ширина грунтоприемника, м; $m_m = \operatorname{ctg} \varphi_m$ — коэффициент мгновенного откоса траншеи, где φ_m — угол мгновенного откоса траншеи, зависящий от скорости продвижения земснаряда и свойств разрабатываемого грунта [6, 11]; h_a — минимальное заглубление грунтоприемника (м).

$$h_a = \frac{(B_t - b) + 2h_c m_y}{m_y + m_m}, \quad (147)$$

где B_t — ширина разрабатываемой траншеи, обычно принимаемая не менее ширины корпуса земснаряда, м; h_c — минимальная толщина полезно-снимаемого слоя грунта, м, принимаемая равной высоте зева d всасывающего наконечника; $m_y = \operatorname{ctg} \varphi_y$ — коэффициент заложения установившегося откоса, где φ_y — угол установившегося откоса траншеи; для песчаного грунта можно принять равным 22° [6, 11].

Минимальную скорость рабочего перемещения траншейного земснаряда можно принять в зависимости от максимальной скорости $v_{ст}$, исходя из диапазона регулирования предполагаемого к установке приводного двигателя лебедки, но не более 1 м/мин.

Для земснарядов с фрезерным разрыхлителем максимальная скорость рабочих перемещений может быть определена по формуле (25), исходя из максимально допустимой по условиям грунтозабора толщины срезаемой стружки грунта при условии обеспечения скольжения грунта по ножам фрезы.

Минимальная скорость рабочих перемещений может быть принята в зависимости от скорости v_n и диапазона регулирования приводного двигателя лебедок.

Для многочерпаковых земснарядов максимальная скорость рабочих перемещений соответствует минимальной площади сечения разрабатываемой ленты — поперечной траншеи. Площадь сечения ленты в соответствии с рис. 146 может быть рассчитана по формуле [44]

$$f_n = h_c l_{ст}, \quad (148)$$

где h_c — толщина снимаемого слоя грунта

$$h_c = r - r_0 \cos \varphi_1; \quad (149)$$

где $l_{ст}$ — допустимая подача, равная ширине разрабатываемой ленты

$$l_{ст} = \sqrt{r^2 - r_0^2 \cos^2 \varphi_1} - r_0 \sin \varphi_1, \quad (150)$$

где r и r_0 — радиусы вращения соответственно наиболее удаленной и наиболее близкой к оси нижнего барабана точек на режущей кромке черпака, м; φ_1 — угол поворота от вертикали наиболее удаленной от оси нижнего барабана точки на режущей кромке черпака.

Минимальное значение f_n при заданных r и r_0 может быть найдено из графика зависимости $f_n = F(\varphi_1)$. Нижний предел скорости рабочего перемещения земснаряда соответствует максимальной площади сечения разрабатываемой ленты [см. формулу (148)] при угле контакта черпака с грунтом $\varphi_1 = 120^\circ$.

При работе земснарядов значительное время затрачивается на выполнение вспомогательных перемещений: пропуск проходящих судов, перемещений земснаряда с одной траншеи на другую или с одного участка землечерпательной прорези на другой и т. п. Поэтому с целью наиболее полного использования навигационного времени оперативные лебедки земснаряда должны обеспечивать достаточно широкий диапазон регулирования скорости выбирания канатов. Экономически целесообразная скорость вспомогательных перемещений земснаряда v_b может быть выбрана на основе технико-экономических расчетов в зависимости от размерений земснаряда, суммы годовых эксплуатационных расходов и доли затрат рабочего времени на выполнение вспомогательных операций [3]. При расчетах скорости v_b можно воспользоваться зависимостью

$$v_b = \sqrt{\frac{\Sigma \tau_p [p_b T L v_t \tau_p (m_1 + m_2 \tau_p)]^{-1}}, \quad (151)$$

где Σ — сумма годовых эксплуатационных расходов по земснаряду, тыс. руб.; T, L — соответственно осадка и длина корпуса земснаряда, м; τ_p — фактическое время работы земснаряда по извлечению грунта за навигацию, ч; τ_b — предполагаемые затраты времени за навигацию на вспомогательные перемещения земснаряда, ч; ρ_b — плотность воды, т/м³; v_t — скорость течения, м/с; $m_1 = 0,23$ тыс. руб./кВт — постоянная, характеризующая величину удельных затрат на установку лебедок и дизель-генератора; $m_2 = 0,042 \cdot 10^{-3}$ — постоянная, характеризующая расходы на топливо и смазку при эксплуатации лебедок и дизель-генератора (тыс. руб./кВт·ч).

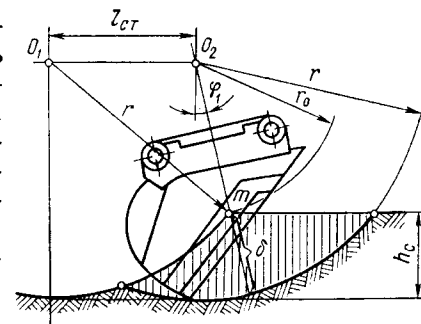


Рис. 146. Схема к расчету допустимой подачи

§ 68. Расчет тягового усилия оперативных лебедок и выбор рабочих канатов

При любом положении земснаряда на прорези внешние силы, действующие на снаряд, уравниваются силами натяжения оперативных канатов.

Из условия равновесия в соответствии со схемой сил (см. рис. 143, а) натяжения канатов становой $T_{ст}$ и боковых $T_{п}$ лебедок могут быть определены по формулам:

$$T_{ст} = R \frac{\cos(\gamma - \beta)}{\cos(\alpha + \beta)}; \quad T_{п} = R \frac{\sin(\alpha + \gamma)}{\cos(\alpha + \beta)}, \quad (152)$$

где R — результирующая внешняя нагрузка на земснаряд; α — угол между станowym канатом и осью прорези; β — угол заложения каната боковой лебедки — угол между папильонажным канатом и нормалью к оси прорези; γ — угол между направлением результирующей внешней нагрузки R и осью прорези.

Максимальное натяжение носового каната наблюдается при условии $\gamma = \beta$, а бокового при $\gamma = 90^\circ - \alpha$, когда сила R действует по нормали к боковому канату. При этом натяжение станowego и боковых канатов может достигать значения

$$T_{max} = \frac{R}{\cos(\alpha + \beta)}. \quad (153)$$

Рабочие перемещения свайно-якорного земснаряда осуществляютс я вокруг заколотой в грунт сваи (см. рис. 143, б). Поэтому нагрузку, воспринимаемую передними боковыми лебедками, целесообразно представить в виде суммарного момента внешних сил сопротивления вращению земснаряда относительно оси сваи. Наибольшие натяжения в боковых канатах возникают в том случае, когда они заложены в сторону кормы на максимальный угол β , а земснаряд находится на кромке прорези. При этом натяжение каната в точке присоединения его к якорю

$$T_{п} = \frac{M}{l_0 \cos(\alpha + \beta)}, \quad (154)$$

где M — суммарный момент внешних сил сопротивления вращению земснаряда на свае, Н·м; l_0 — расстояние от сваи до папильонажного блока, м; α — угол между диаметральной плоскостью земснаряда и осью прорези, град.

Натяжение каната на барабане больше, чем у якоря вследствие дополнительного натяжения от собственного веса каната и силы трения в направляющих блоках. С учетом этих усилий номинальное тяговое усилие $T_{ном}$ лебедок должно быть принято на 10—15% больше $T_{п}$.

Раскладка рабочих якорей. Натяжение канатов оперативных лебедок всегда больше действующей на земснаряд внешней нагрузки, поскольку якоря от носовой и боковых лебедок закладывают под определенными углами к оси разрабатываемой прорези. Поэтому весьма важно при расчетах тяговых усилий лебедок выбрать рациональную

схему раскладки рабочих якорей на участке работ земснаряда. В зависимости от тягового усилия оперативных лебедок различным может быть принят угол β закладки боковых якорей (см. рис. 143). Значение этого угла и дальность завозки якоря за кромку прорези влияют на число перекладок якорей за навигацию. Очень большие углы β , принимаемые при расчетах характеристик лебедок, приводят [см. формулы (152)—(154)] к значительному увеличению необходимого тягового усилия лебедок. При этом повышается трудоемкость выполняемых операций по перекладке якорей в связи с увеличением их массы и жесткости канатов большого диаметра.

С другой стороны, при недостаточном тяговом усилии лебедок возрастают частота и потери времени на перекладку якорей, вследствие чего снижается коэффициент использования навигационного времени.

Выполненные технико-экономические исследования показали, что для условий эксплуатации дноуглубительных земснарядов боковые якоря следует закладывать под углом

$$\beta = [107 - (0,4\alpha + 68)m_3^{0,11-0,001\alpha}] (1,25 - 0,004B_{п}), \quad (155)$$

где α — угол между диаметральной плоскостью свайно-якорного земснаряда и осью прорези или угол между станowym канатом и осью прорези (для якорных земснарядов); m_3 — постоянная, характеризующая условия эксплуатации и производственные показатели работы земснаряда; $B_{п}$ — ширина землечерпательной прорези. Постоянная m_3 может быть найдена по эмпирической формуле

$$m_3 = \frac{P_{п} h_c}{k_{п} Q_T \mathcal{E}} 10^3,$$

где $P_{п}$ — приведенная к концевому блоку боковой лебедки нагрузка, равная силе, действующей по нормали к борту земснаряда, кН (см. рис. 143, б); $k_{п}$ — коэффициент использования земснаряда по производительности; Q_T — техническая производительность земснаряда, м³/ч.

В процессе эксплуатации земснаряда для снижения потерь рабочего времени рабочие якоря следует закладывать под углом β и возможно дальше от земснаряда.

Выбор рабочих канатов. Диаметр канатов оперативных лебедок принимают в зависимости от разрывного усилия (кН)

$$P_{разр} = T_{ном} n_T, \quad (156)$$

где $T_{ном}$ — номинальное тяговое усилие лебедки, кН; n_T — запас прочности каната, соответствующий нагрузке $T_{ном}$.

В отечественной и зарубежной практике запас прочности каната обычно принимают 3—5. В большинстве случаев оказывается предпочтительным применять «легкие» канаты, с малым запасом прочности. Однако следует иметь в виду, что напряжения в канате возникают не только от действующей нагрузки, но и вследствие изгиба каната на направляющих блоках и барабане лебедки. Поэтому фактический запас прочности каната, огибающего блок или набегающего на барабан, меньше значения, принятого в формуле (156).

Диаметр каната с учетом его изгиба, можно определить по формуле

$$d_k = 0,06 \sqrt{T_{\text{ном}} n_{\phi} / \sigma_k},$$

где n_{ϕ} — фактический запас прочности каната, набегавшего на блок или барабан; σ_k — предельное сопротивление (напряжение) проволок каната разрыву, МПа.

Срок службы канатов зависит не только от запаса прочности, но и принятой схемы их проводки по палубе, а именно от числа изгибов, их направления и радиуса. Для увеличения срока службы проводку канатов по палубе земснаряда целесообразно выполнять по возможности прямой и короткой.

Диаметр блоков и барабанов рассчитывают согласно выражению $D_6 = (5 \div 6) d_k n_{\phi}$. Меньшее значение коэффициента соответствует предельному сопротивлению проволок каната $\sigma_k = 1900$ МПа, а большее $\sigma_k = 1600$ МПа. В зарубежной практике часто принимают $D_6 \geq 30 d_k$. Длину каната, навиваемого на барабан, определяют по формулам: для боковой лебедки

$$l_k = \frac{B_n + B_k}{\cos \beta} + l_{\text{ш}} + l_3;$$

для становой лебедки

$$l_k = B_k + l_c + l_{\text{ш}} + l_3,$$

где B_n — ширина землечерпательной прорези; B_k — минимальное расстояние от земснаряда до бокового (станового) якоря, соответствующее работе на максимальной глубине; β — угол заложения бокового якоря; $l_{\text{ш}}$ — длина части каната, лежащего на грунте; l_3 — длина заходных витков каната на барабане; l_c — расчетное перемещение земснаряда вдоль прорези (длина серии).

Для надежного удержания якоря в грунте необходимо, чтобы расстояние B_k от земснаряда до якоря удовлетворяло условию (рис. 147)

$$B_k = 1,3a \ln \left[\frac{(h + 1,3a + \sqrt{h^2 + 2,6ha})(1,3a)^{-1}}{h + a + \sqrt{h^2 + 2ha}} \right] + a \ln \left[\frac{h + h_1 + a + \sqrt{(h + h_1)^2 + 2(h + h_1)a}}{h + a + \sqrt{h^2 + 2ha}} \right], \quad (157)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий уменьшение массы стального каната в воде; a — постоянная каната, соответствующая фактическому его натяжению, $a = 8,7 \sigma_k / n_{\text{т}}$, где σ_k — предельное разрывное сопротивление проволок каната; h — глубина залегания якоря от уровня воды; h_1 — высота расположения направляющих блоков над водой.

При подводном выводе каната $h_1 = 0$, а h — возвышение концевого блока на уровне залегания якоря.

Для условий эксплуатации оперативные якоря речных дноуглубительных снарядов закладывают на относительно небольшой глубине.

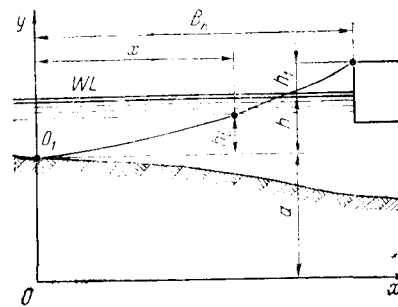


Рис. 147. Схема к расчету минимального расстояния от снаряда до якоря

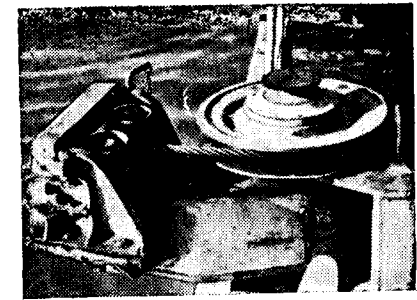


Рис. 148. Направляющее устройство для бокового каната

В таком случае расстояние B_k практически равно длине провисающей части каната l_k .

Длину каната можно определить по формуле

$$l_k = \sqrt{2(h + h_1) T_n / q_k + (h + h_1)^2} - \sqrt{2h T_n / q_k + h^2} + \sqrt{2,3h T_n / q_k + h^2}, \quad (158)$$

где q_k — сила тяжести 1 м каната.

Требуемая дальность закладки рабочих якорей зависит от высоты установки направляющих канатных блоков (рис. 148). На дноуглубительных землесосных снарядах их обычно размещают на палубе. На многочерпаковых снарядах блок станового каната часто устанавливают выше, под копром рамоподъемного устройства. Это исключает возможность попадания каната в черпаковую цепь. Однако для надежного удержания якоря в грунте в этом случае его приходится завозить на значительно большее расстояние от земснаряда.

Наилучшие условия для удержания якоря в грунте обеспечиваются при подводном выводе боковых канатов. Для этого на свайно-якорных землесосных снарядах концевой блок для боковых канатов устанавливают в нижней части рамы грунтозаборного устройства (см. рис. 52), а на многочерпаковых снарядах применяют погруженные в воду штанги с блоком на нижнем конце. При подводном выводе канатов появляется возможность пропуска проходящих судов без остановки работы земснаряда и работы при наличии под бортом шаланды.

§ 69. Расчет мощности двигателя оперативной лебедки

Необходимая мощность привода лебедок определяется по результатам расчета тягового усилия при соответствующих скоростях рабочих и вспомогательных передвижений земснаряда.

При папильонажном способе работы в расчетном режиме тяговое усилие боковых лебедок поочередно изменяется от номинального значения $T_{\text{ном}}$ в процессе грунтозабора до значения $T_0 < (0,2 \div 0,3) T_{\text{ном}}$

при стравливании натянутого каната. Продолжительность $t_{\text{ном}}$ работы двигателя на выбирание каната под нагрузкой $T_{\text{ном}}$ практически равна времени t_0 стравливания каната, т. е. ПВ = 50%. Отсюда эквивалентное (за время $t_{\text{ц}}$ цикла) тяговое усилие боковой лебедки

$$T_0 = \sqrt{T_{\text{ном}}^2 \frac{t_{\text{ном}}}{t_{\text{ц}}} + T_0^2 \frac{t_0}{t_{\text{ц}}}} \approx 0,75 T_{\text{ном}}. \quad (159)$$

При траншейном способе работы оперативные лебедки работают непрерывно (ПВ = 100%), но с различной нагрузкой. В начале движения по траншее, когда носовые якоря расположены впереди земснаряда, боковые лебедки, работая на выбирание каната, облегчают работу становой лебедки. Когда же снаряд переместится в конец траншеи, боковые якоря оказываются позади земснаряда. Их канаты при этом стравливаются под нагрузкой с тем, чтобы удержать земснаряд на заданном курсе. Вследствие этого тяговое усилие становой лебедки существенно возрастает.

Эквивалентные значения тяги оперативных лебедок траншейных земснарядов могут быть рассчитаны при неблагоприятном действии нагрузки R как среднеинтегральные значения из выражения (153)

$$T_0 = \frac{R}{12(\alpha + \beta)} \int_{-(\alpha + \beta)}^{\alpha + \beta} \frac{d(\alpha + \beta)}{\cos(\alpha + \beta)}$$

или

$$T_0 = T_{\text{ном}} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\alpha + \beta} \ln \left[\frac{1 + \operatorname{tg} 0,5(\alpha + \beta)}{1 - \operatorname{tg} 0,5(\alpha + \beta)} \right]. \quad (160)$$

Значения суммы углов (α и β) выбирают в соответствии с указанными рекомендациями (см. § 68). По эквивалентному тяговому усилию T_0 находят эквивалентный крутящий момент на барабане и мощность двигателя

$$N_0 = T_0 v_k \eta_{\text{л}}^{-1},$$

где v_k — расчетная скорость выбирания каната; $\eta_{\text{л}}$ — механический к. п. д. лебедки.

Расчетную скорость выбирания каната определяют по формулам: $v_{\text{н}} = v_{\text{ц}} \cos(\alpha + \beta)$ — для боковой; $v_{\text{к}} = v_{\text{ст}} \cos \alpha$ — для становой лебедок. Из этих формул следует, что в общем случае ($\alpha > 0$, $\beta > 0$) скорость перемещения земснаряда больше скорости выбирания каната. Лишь когда земснаряд перемещается по направлению каната, скорость перемещения оказывается равной скорости выбирания каната. В то же время тяговое усилие оперативных лебедок больше преодолеваемых ими нагрузок. Тяговое усилие лебедок будет наибольшим, когда канаты заложены под максимально допустимыми углами α и β .

Выбор двигателя по эквивалентным значениям мощности и момента обеспечивает работу с высоким к. п. д., позволяет снизить значение пускового момента, уменьшить размеры и стоимость лебедки.

Очевидно, что эквивалентные значения момента и мощности меньше необходимых в расчетных режимах. Поэтому в определенных условиях выбранный двигатель по мощности или моменту будет несколько перегружен. Способность выбранного двигателя воспринять перегрузку оценивают по максимальной мощности

$$N_{\text{max}} = T_{\text{ном}} v_k \eta_{\text{л}}^{-1}.$$

Исходя из соотношения максимальной N_{max} и номинальной $N_{\text{ном}}$ мощностей выбранного двигателя проверяют кратность крутящего момента (силы тока), которую сравнивают с допустимыми значениями.

Так, для двигателей постоянного тока как наиболее употребительных в оперативных лебедках дноуглубительных снарядов, кратность момента и тока при периодических, кратковременно действующих перегрузках не должна превышать 2—2,5.

Следует также проверить, достаточна ли мощность двигателя для быстрого ухода земснаряда с прорези. Режим работы при этом можно считать повторно-кратковременным (ПВ = 15%) или кратковременным с длительностью рабочего периода $t_{\text{ном}} = 15$ мин. Мощность двигателя достаточна, если выполняется условие $N_{\text{в}} \leq 2N_{\text{ном}}$, где $N_{\text{в}}$ — мощность двигателя при вспомогательных передвижениях земснаряда.

§ 70. Приводы оперативных лебедок

Систему привода оперативных лебедок земснарядов принимают в соответствии с кинематической схемой (рис. 149), исходя из требуемого диапазона и плавности регулирования скорости выбирания каната; требуемой жесткости механической характеристики (зависимости скорости от крутящего момента); частоты включения и длительности режима работы на выбирание каната; динамических свойств привода при пуске, стопорении и регулировании скорости лебедки.

Оперативные лебедки выполняют с плавным (бесступенчатым) и ступенчатым регулированием скорости. Бесступенчатое регулирование скорости применяют, как правило, для носовых лебедок, которые обеспечивают рабочие перемещения земснаряда. Для расширения диапазона регулирования скорости выбирания каната часто предусматривают коробку передач (см. рис. 142). В качестве привода оперативных лебедок используют регулируемые по скорости электрические и гидравлические двигатели. Наибольшее распространение на отечественных земснарядах получил электропривод [57].

Электроприводы постоянного тока выполняют по системе Г—Д с силовыми магнитными усилителями (СМУ) или тиристорами для питания цепей возбуждения; по системе УКВ—Д с питанием якоря от управляемых кремниевых вентилей (тиристорный электропривод) или от силовых магнитных усилителей (СМУ) и неуправляемых кремниевых вентилей (КВ).

Регулируемые по скорости электроприводы переменного тока изготавливают по системе АД—ЭМС с короткозамкнутым асинхронным двигателем (АД) и электромагнитной муфтой скольжения (ЭМС) или

по системе ПЧ—АД с асинхронным двигателем (АД) и преобразователем частоты (ПЧ) переменного тока (от 5 до 100 Гц).

Для лебедок с широким диапазоном регулирования скорости иногда применяют дифференциальный двухдвигательный регулируемый электропривод (Д—2Д). Один из двигателей такого привода (рис. 150) обеспечивает рабочие перемещения земснаряда, другой включается при необходимости получения высокой скорости. Работа лебедки на одной скорости обеспечивается электродвигателем $M1$. Другую скорость получают при совместной работе двух электродвигателей. Свободное сматывание каната возможно, когда расторможен вал электродвигателя $M2$ и оба двигателя выключены. Электродвигатель $M2$ с валом редуктора соединен центробежной муфтой, которая исключает вращение якоря электродвигателя при свободном выборе каната. Вал электродвигателя $M1$ с валом редуктора связан при помощи эластичной муфты.

Дифференциальный двухдвигательный электропривод с двумя двигателями переменного тока и электромагнитной муфтой скольжения (ЭМС) может обеспечить широкий диапазон регулирования скорости

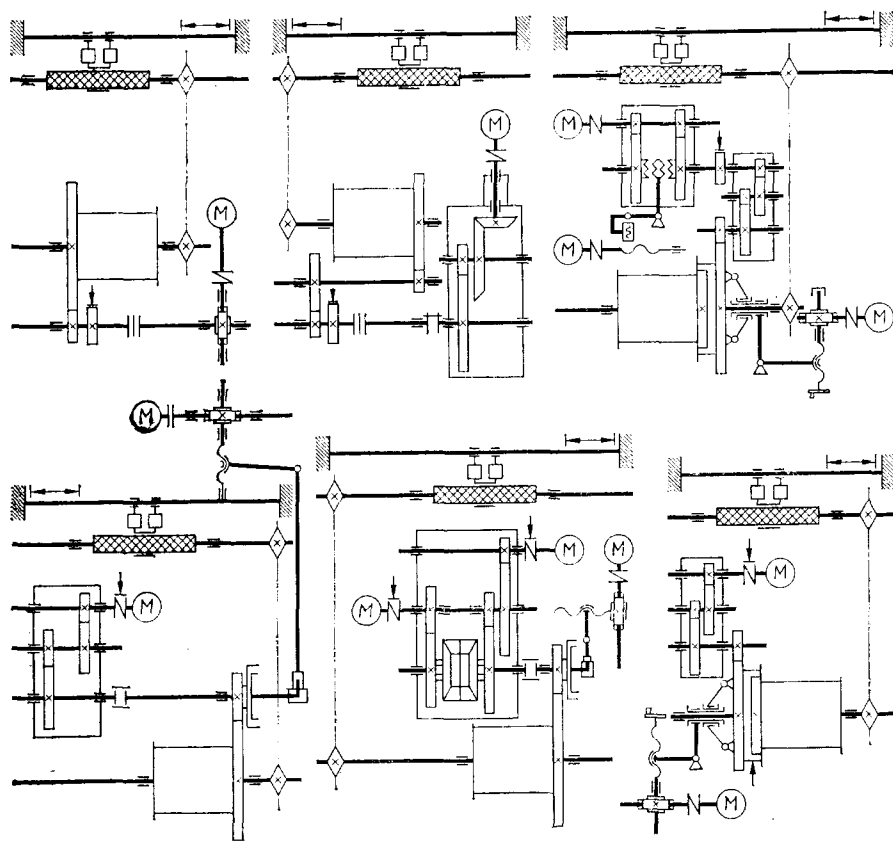
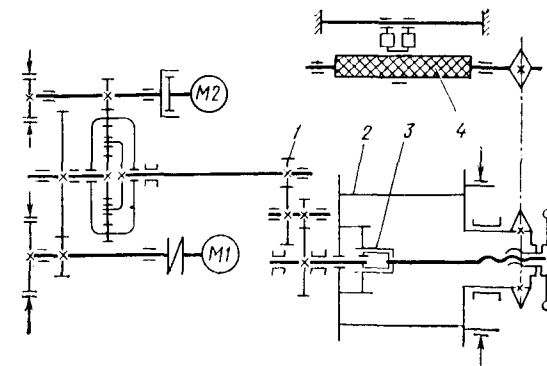


Рис. 149. Кинематические схемы оперативных лебедок

Рис. 150. Лебедка с дифференциальным двухдвигательным приводом: 1 — механизм привода лебедки; 2 — барабан; 3 — муфта свободного хода барабана; 4 — канатоукладчик



при малой мощности одного из двигателей и ЭМС, что обеспечивает высокую экономичность работы системы.

Касаясь рекомендаций по выбору двигателя, укажем, что при данной мощности габариты, масса и стоимость двигателя тем меньше, чем больше номинальная скорость вращения ротора (якоря) двигателя. Однако при этом достижение требуемых скоростей каната ведет к увеличению передаточного числа механизма привода, а следовательно, габаритов и массы лебедки. Возрастают также момент инерции механизма, динамические нагрузки при разгоне, торможении (ударном стопорении привода) и при регулировании скорости; снижается быстротечность системы управления. В связи с этим для лебедок целесообразно применять двигатели с умеренной номинальной частотой вращения (750—1000) мин⁻¹.

Стабилизация скорости передвижения земснаряда при изменяющейся нагрузке может быть обеспечена при жесткой механической характеристике привода лебедок (рис. 151) — зависимости относительного значения крутящего момента ($M/M_{ном}$) от относительной частоты ($n/n_{ном}$) вращения вала двигателя ($M_{ном}$ и $n_{ном}$ — номинальные значения). При указанной характеристике скорость выбирания каната в рабочих режимах остается практически неизменной (отрезки $A_{ном}B_{ном}$, A_iB_i) вплоть до значения наибольшего крутящего момента и тягового усилия [57].

Для снижения перегрузки двигателя и механизма привода лебедки при стопорении вала по достижении некоторого значения крутящего момента $M_0 = (1,1 \div 1,2)M_{ном}$ характеристика двигателя должна быть крутопадающей (отрезок BC). В электроприводах такую характеристику можно получить, применяя отсечку по току, значение которого $I_0 = (1,1 \div 1,2)I_{ном}$. Перегрузка привода лебедок определяется значением тока стоянки электродвигателя $I_{ст} = (1,5 \div 2)I_{ном}$. Тем самым ограничивается значение крутящего момента $M_{max} =$

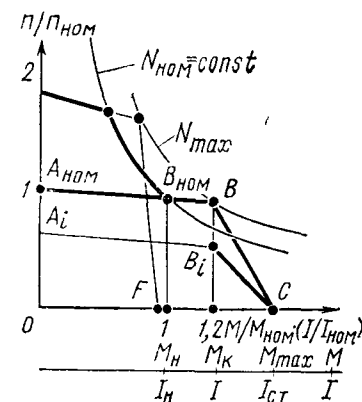


Рис. 151. Механическая характеристика электропривода с отсечкой по току

$= (1,5 \div 2) M_{\text{ном}}$, определяющего прочность и надежность привода лебедок.

В гидравлических лебедках бесступенчатое регулирование скорости осуществляется изменением подачи рабочей жесткости в гидродвигатель. Такое регулирование может быть выполнено насосом переменной производительности или дросселем-регулятором частоты вращения гидродвигателя.

Давление рабочей жидкости при этом зависит от сопротивления вращению барабана лебедки и изменяется пропорционально крутящему моменту на валу двигателя. Гидравлический привод обеспечивает необходимую для лебедок жесткую механическую характеристику.

Гидравлические лебедки компактны и экономичны. Однако на отечественных земснарядах они не получили еще широкого применения вследствие высокой стоимости гидродвигателей, малого ресурса и высокой трудоемкости ремонта.

§ 71. Устройство для перекладки рабочих якорей с помощью стрел

По мере разработки углубляемого участка судового хода земснаряд продвигается вперед, а боковые рабочие якоря оказываются позади грунтозаборного устройства. В определенном положении снаряда (рис. 152) угол β заложения канатов достигает значения, соответствующего номинальному натяжению каната левой боковой лебедки. Дальнейшее продвижение земснаряда вдоль разрабатываемой прорези при этом становится невозможным и возникает необходимость в перекладке бокового якоря.

В условиях проведения дноуглубительных работ, характеризующихся относительно небольшими толщинами снимаемого слоя грунта, потребность в перекладке боковых якорей возникает довольно часто. Причем, чем выше производительность земснаряда, тем быстрее им разрабатывают данный участок прорези и чаще перекладывают рабочие якоря. В результате растет трудоемкость операций по перекладке якорей и время на их выполнение. Частота перекладок боковых якорей зависит от того, как далеко за кромку прорези и под каким углом β завожат якоря.

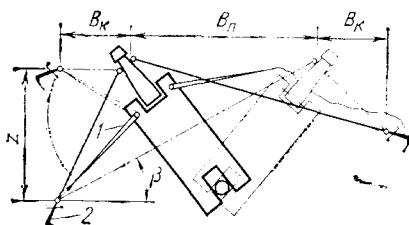


Рис. 152. Схема перекладки бокового якоря при помощи грузовой стрелы

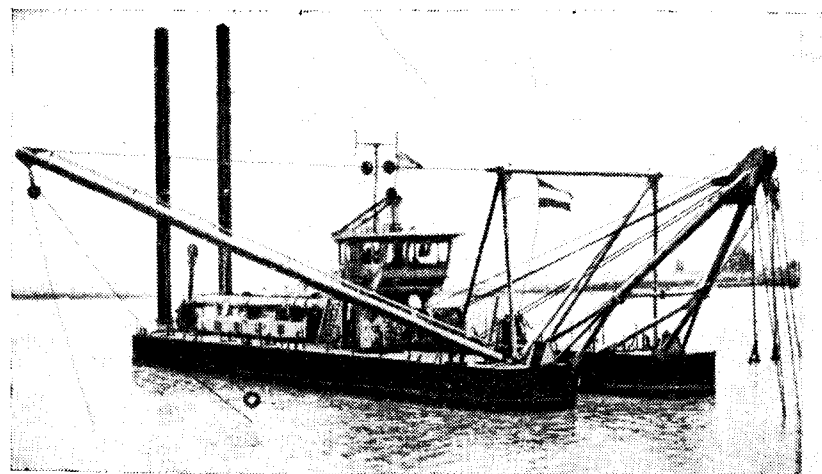


Рис. 153. Свайно-якорный земснаряд с грузовыми стрелами для перекладки боковых якорей

реносят его в новое положение и сбрасывают на грунт на расстоянии B_k от кромки прорези.

Мотозавозни позволяют завозить рабочие якоря на значительно большее расстояние B_k от кромки прорези, вследствие чего появляется возможность увеличить перемещение земснаряда z вдоль прорези без перекладки боковых якорей и снизить число их перекладок за навигационный период. Однако при использовании мотозавозен для перекладки якорей возрастают штаты команд и суммарные расходы по эксплуатации земснаряда.

Применение стрел для перекладки рабочих якорей снижает трудоемкость операций по перекладке тяжелых якорей, оснащенных жесткими канатами. Перекладку якорей в этом случае осуществляет оператор дистанционно с центрального поста управления, из рубки.

Стрелы, однако, имеют ограниченный вылет, что снижает перемещение z снаряда вдоль прорези без перекладки боковых якорей. Из-за ограниченного вылета стрелы для надежного удержания якоря в грунте необходимо вывод боковых канатов от лебедок делать подводным через блоки на конце рамы грунтозаборного устройства, а также предусматривать тяжелые якоря и стрелы большой грузоподъемности. В противном случае при подходе земснаряда к кромке прорези канат подрывает якорь из грунта. Стрелы эффективны при работе снаряда на каналах, в заболоченных местах, где трудно завозить якоря мотозавознями, а также в тех случаях, когда судовый ход идет под высоким берегом реки и возникает необходимость закладывать якорь на сухой берег при помощи специальных средств: кранов, тягачей, а также ручную.

Первый земснаряд со стреловым устройством был построен в США в 1932 г. С тех пор практически все вновь строящиеся зарубежные земснаряды с фрезер-

ным разрыхлителем оборудуют стреловым устройством и проводкой боковых канатов по раме грунтозаборного устройства. Стрелы обычно делают из стальных труб. Вылет стрелы на крупных снарядах достигает 30 м. Он может быть переменным для возможной укладки якоря на высокий берег.

Критерием оценки целесообразности применения стрел может служить показатель m_0 [см. формулу (155)]. При $m_0 > 1,5$ экономически целесообразная дальность B_k закладки якорей за кромку прорези не превышает 30 м.

Рассмотрим устройство для стреловой раскладки рабочих якорей (рис. 154). Нижний конец стрелы 1 опирается на установленные на

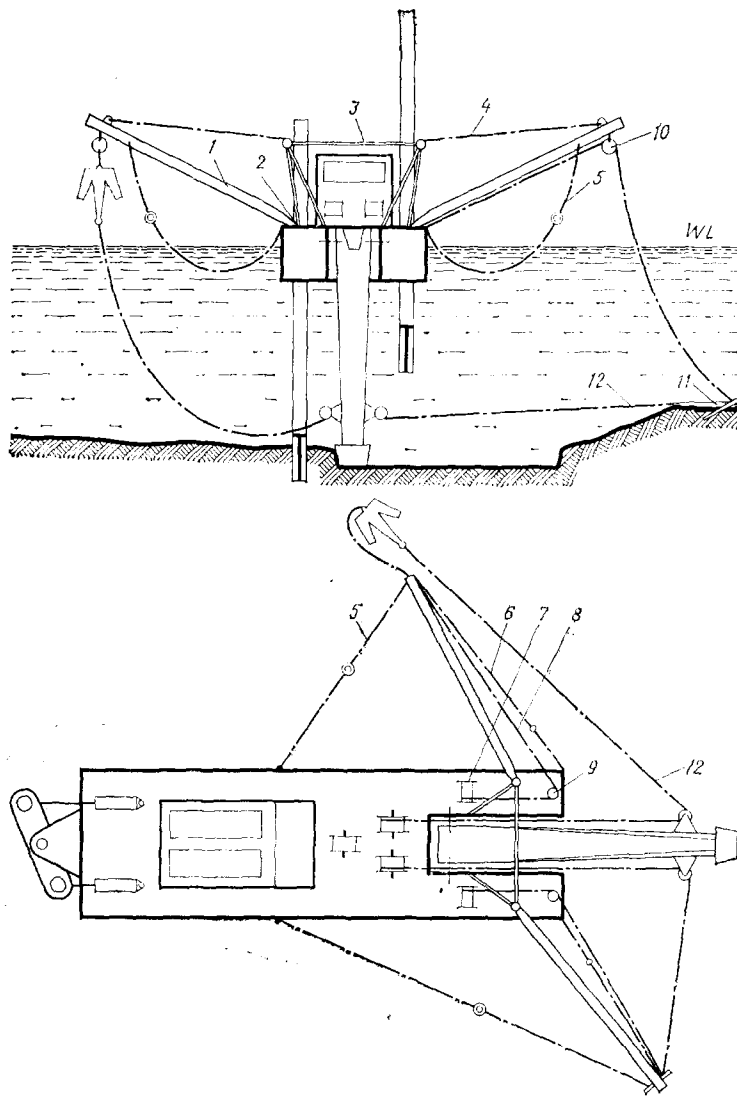


Рис. 154. Устройство для стреловой перекладки боковых якорей

палубе шарнирные опоры 2, вокруг которых обеспечивается вращение стрелы в горизонтальной плоскости. Верхний конец стрелы соединен с порталом 3 канатом, который является второй опорой стрелы и фиксирует ее под определенным углом к горизонту.

Земснаряд при работе длительное время может иметь крен на один из бортов, например, когда один из двух бортовых топливных танков не заполнен и стрела при этом теряет равновесие. Для сохранения положения устойчивого равновесия стрел в сторону — «за борт» необходимо, чтобы точки закрепления каната 4 на портале 3 были смещены по отношению к нижним опорам 2 в сторону бортов (от ДП).

Крайние переднее и заднее положения конца стрелы в горизонтальной плоскости ограничены оттяжками 5 и 6. На канатных оттяжках закреплены грузы, которые исключают образование колышек при их ослаблении и обеспечивают необходимую мягкость торможения стрелы в крайних положениях.

Для отрыва от грунта и подъема якорей служат лебедки 7. Канат 8 лебедки 7 через отводной блок 9, установленный на палубе земснаряда, и блок 10, закрепленный с возможностью поворота вокруг вертикальной оси на вертлюге, закрепляется за скобу на веретене якоря 11 у лапы. Закрепление конца каната для подъема якоря вблизи лапы облегчает подрыв якоря из грунта.

При выбирании каната 8 на барабан лебедки 7 сила его натяжения перемещает блок 10 и конец стрелы в плоскость, совпадающую с местом залегания якоря, вплоть до положения, соответствующего минимальной длине каната от блока 9 (через блок 10) до якоря 11, лежащего на грунте. При дальнейшем выбирании каната 8 происходит подрыв якоря из грунта и его подъем.

Нормальная к стреле горизонтальная составляющая сила натяжения каната 8 обеспечивает вращение стрелы и перевод конца ее в положение для закладки якоря. При этом скорость вращения конца стрелы будет зависеть от скорости выбирания каната 8 и от угла между стрелой и канатом. Под действием нормальной составляющей силы натяжения каната 8 стрела с подвешенным якорем переводится в крайнее переднее положение, определяемое положением блока 9 и опоры стрелы 2 на палубе.

Таким образом, якорная лебедка обеспечивает подъем якоря и автоматический перевод стрелы в нос земснаряда, в исходное для закладки якоря положение.

Растормаживание барабана лебедки или реверсирование двигателя позволяют опустить якорь на дно, а выбирание каната 12 боковой лебедки при ослабленном якорном канате 8 обеспечить погружение лапы якоря в грунт.

Конец стрелы при рабочих перемещениях земснаряда в зависимости от степени натяжения каната 8 находится между положением устойчивого равновесия и точкой залегания якоря. При сильно натянутом якорном канате конец стрелы всегда поворачивается к якорю, как бы указывая на него. Чтобы исключить самопроизвольный подрыв якоря из грунта при рабочих перемещениях земснаряда, якорный канат следует ослабить.

Характеристики стрелового устройства должны быть согласованы с тяговым усилием боковых оперативных лебедок, массой якоря, а также с обеспечиваемым лебедками продольным ходом земснаряда без перекладки якорей.

Тяговое усилие якорной лебедки, позволяющее оторвать якорь от грунта,

$$T_{я.л} = m_я g + T_н k_c = T_н \left(\frac{1}{k_d} + k_c \right), \quad (161)$$

где $m_я$ — масса якоря; g — ускорение свободного падения; $T_н$ — тяговое усилие боковых оперативных лебедок; k_c — коэффициент, значение которого зависит от типа якоря; k_d — коэффициент держащей способности якоря.

Значения коэффициентов k_d и k_c для различных якорей приведены в табл. 10.

Таблица 10

Коэффициент	Значения коэффициента для якоря			
	Холла	Однолапного	Данфорта	Горбунова
k_c	0,36	0,28	0,17	0,13
k_d	3—4	10—12	12—15	15—20

Усилие $T_{я.л}$ при отрыве якоря от грунта во много раз превосходит силу тяжести якоря. Поэтому при отрыве якоря создается значительный кренящий момент, который необходимо учитывать при расчетах остойчивости земснаряда.

§ 72. Свайные аппараты

Свайные аппараты различают в зависимости от способа подъема и опускания свай, а также крепления их к корпусу земснаряда.

Опускать — закалывать сваи в грунт можно по-разному: свободным падением под действием силы тяжести (рис. 155, а и б); стравливанием каната с барабана лебедки при постоянной скорости (рис. 155, в и 156) или с принудительным погружением свай в грунт под действием натяжения каната (рис. 155, г).

Конструктивно наиболее простым является так называемый «шагающий свайный аппарат» с неподвижными направляющими обоймами (рис. 156). Он состоит из двух свай 1, вертикально подвешенных на канатах 3 в неподвижных направляющих обоймах. Нижние обоймы 5 укреплены на транце кормы земснаряда, верхние 4 — на ферме (копре) 2. При работе земснаряда сваи попеременно закалываются в грунт. Подъем свай осуществляется с помощью лебедок или гидроцилиндров.

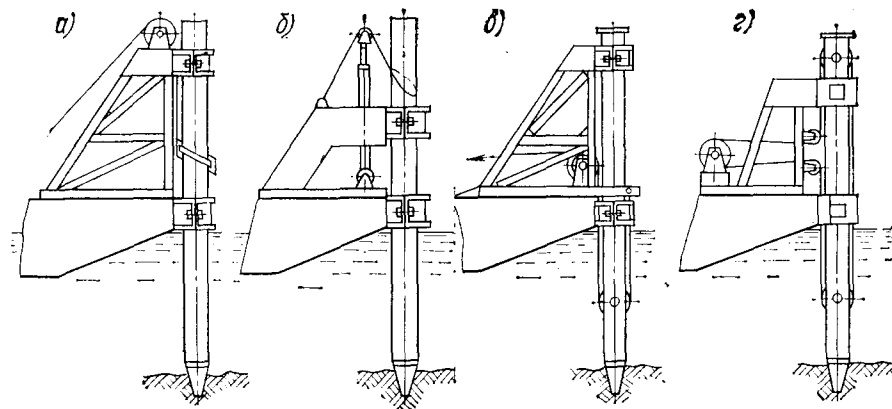


Рис. 155. Способы подъема и погружения свай

Рассмотренная схема подъема свай является наиболее простой, однако требует установки высокой фермы (копра) для крепления подъемного блока. Поэтому ее применяют лишь на малых снарядях, оборудованных сваями небольшой длины.

При расположении подъемного блока под водой (см. рис. 155, в) необходимая высота фермы уменьшается, однако при этом усложняется обслуживание блока и устройство становится менее надежным. В приведенных схемах вследствие тормозящего действия стравливаемого с лебедки каната снижается скорость падения и глубина заделки

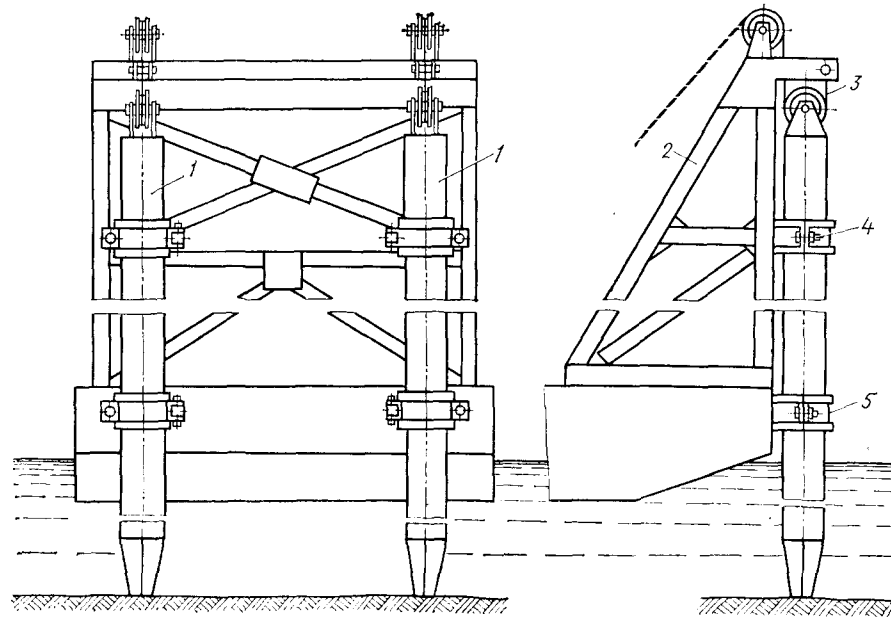


Рис. 156. Свайный аппарат со сваями в неподвижных направляющих

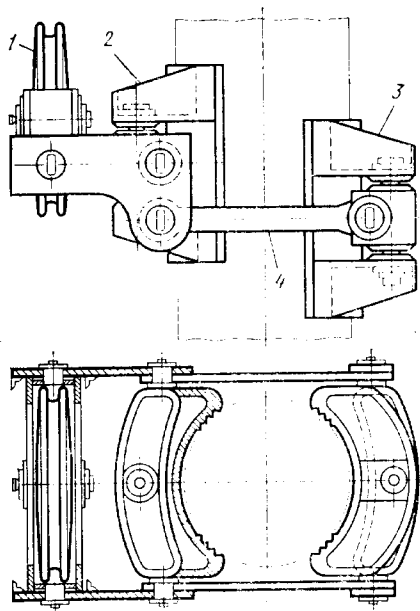


Рис. 157. Фрикционный захват для свай

Надежная конструкция фрикционного захвата разработана в институте Гидропроект им. С. Я. Жука (рис. 157). Он состоит из блока и двух колодок, шарнирно соединенных тягами. При подъеме блока 1 колодка 2 несколько перемещается вверх относительно колодки 3, а тяги 4 поворачиваются на некоторый угол. Происходит сближение колодок, которые зажимают сваю. Колодка 2 перемещается относительно колодки 3 до тех пор, пока сила трения между захватом и свайей не окажется достаточной для извлечения сваи из грунта и удержания ее на весу.

В свайных устройствах (см. рис. 155, з) заглубление свай в грунт происходит принудительно за счет силы тяжести и натяжения каната. Такая конструкция позволяет существенно снизить массу свай и весовую нагрузку на корпус земснаряда.

Весьма простая конструкция захвата свай тросовой «удавкой» (рис. 155, б) и подъем их при помощи гидроцилиндров предусмотрены на ряде земснарядов голландской постройки.

При работе земснаряда в условиях значительного волнения и при разработке тяжелых грунтов на сваи и корпус земснаряда действуют большие динамические нагрузки, опасные для прочности свай. В таком случае целесообразно предусматривать амортизацию направляющих обойм.

На рис. 158 представлена схема такого устройства, предложенная японской фирмой ИНИ. Каждая из свай (на схеме показана одна) установлена в направляющих обоймах. Нижняя обойма 1 жестко закрепле-

свай. Поэтому сваи приходится дополнительно утяжелять, например, заливом пустотелой трубы сваи бетоном.

На земснарядах, работающих в гидротехническом строительстве, сваи чаще всего поднимают при помощи фрикционных захватов (см. рис. 155, а). Этот способ надежен в работе и не требует высоких ферм [16]. Фрикционный захват удерживает сваю на канате в любом заданном положении. При наматывании каната на лебедку свая поднимается. При сматывании каната свая, удерживаемая захватом, опускается вначале со скоростью каната. Когда захват сядет на нижнюю направляющую обойму сваи, канат ослабнет. Колодки захвата разомкнутся и свая получит возможность падать с более высокой скоростью под действием силы тяжести. Этим достигается более глубокое погружение сваи в грунт.

на на корпусе земснаряда, а верхняя 2 установлена на скользящей опоре 3 на палубе земснаряда и связана шарнирами с двумя гидроцилиндрами — амортизаторами 4. Гидроцилиндры сообщаются с аккумуляторами 8. Под действием внешней нагрузки на сваю рабочая жидкость вытесняется из рабочей (левой) полости гидроцилиндра через дроссель 7 в аккумуляторы. Обратный ход осуществляется под давлением воздуха в аккумуляторе на рабочую жидкость, которая поступает в рабочие полости гидроцилиндров. Правые полости гидроцилиндров соединены с масляным баком 5. Жесткость амортизаторов регулируется изменением давления в рабочей полости путем подкачки жидкости насосом 6.

У свайного аппарата напорного хода одна из свай имеет возможность перемещаться относительно корпуса. При переходе земснаряда на очередную папильонажную ленту свая остается в грунте, а земснаряд за счет работы механизма напорного хода отталкивается от нее вперед, перемещая грунтоприемник на очередную папильонажную ленту. Перемещение тележки может осуществляться винтовой парой (рис. 159), канатной лебедкой, цепной передачей или гидроцилиндром. Подъем главной (рабочей) сваи 26 осуществляется механизмом, состоящим из электродвигателя 25, редуктора 24, электромагнитной муфты, 23, ленточного электромагнитного тормоза 22, совмещенного с центробежным тормозом 21, а также открытой зубчатой передачи 20 и барабанов 19.

Тормоз 22 служит для торможения механизма подъема свай. Центробежный тормоз регулирует скорость опускания свай (до 0,5 м/с) во избежание излишнего травления каната с барабанов канатной лебедки.

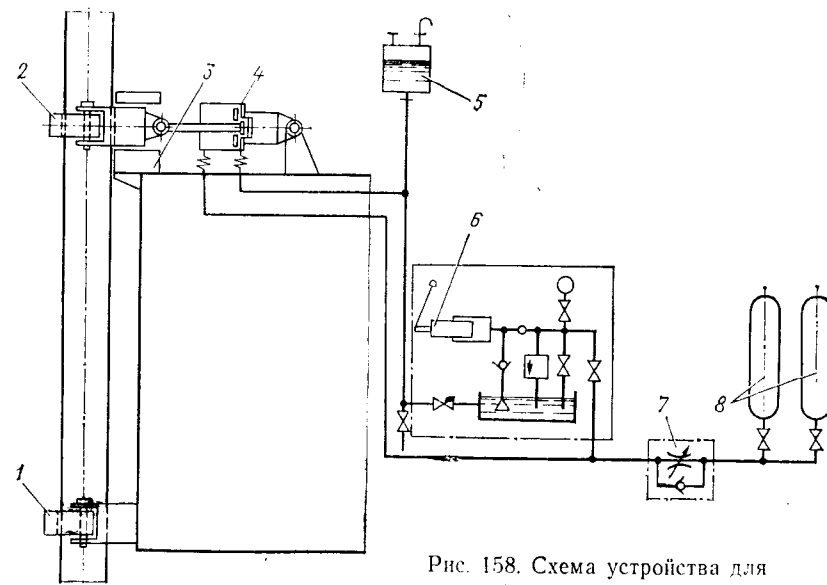


Рис. 158. Схема устройства для амортизации свай

Наличие двух барабанов обеспечивает возможность подводки канатов к нижней части сваи с двух сторон для исключения перекосов при ее подъеме.

Механизм подъема главной сваи смонтирован на копре-тележке 18, которая на четырех катках 17 перемещается по рельсам 15, уложенным вдоль выреза в корпусе. У кормового транца корпуса вырез перекрывается площадкой 13, на которой размещен механизм горизонтального перемещения главной сваи.

Он состоит из двигателя 8, муфты-шкива 9, электромагнитного тормоза 10, коническо-цилиндрического редуктора 11 и жесткой муфты 12, соединяющей механизм с ходовым винтом 14.

Преобразование вращательного движения винта 14 в поступательное движение тележки осуществляется посредством гайки 16, закрепленной на тележке 18.

Сбоку на кормовом транце корпуса смонтирована вспомогательная свая 6 с механизмом подъема. Механизм состоит из электродвигателя

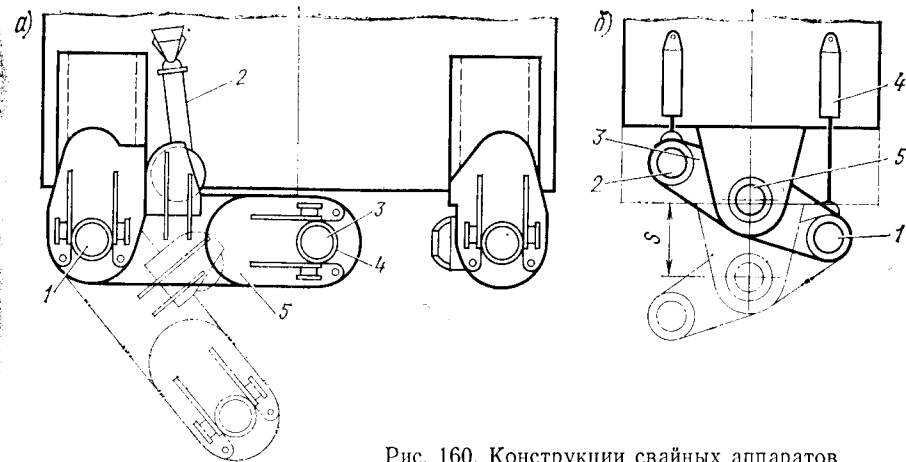


Рис. 160. Конструкции свайных аппаратов

7, коническо-цилиндрического редуктора 1, соединенных муфтой, электромагнитной муфты 2, открытой зубчатой передачи 4, барабана 5, электромагнитного и центробежного тормозов 3.

Вспомогательную сваю поднимают так же, как и главную, но при помощи одного каната.

Рассмотренные схемы механизмов свайного аппарата наиболее типичны для современных земснарядов. Однако они, безусловно, не исчерпывают всего многообразия возможных конструктивных решений. Так, у свайного аппарата (рис. 160, а) напорная свая 3 смонтирована в направляющих обоймах 4 коромысла 5 с возможностью их поворота вокруг оси 1. С помощью гидроцилиндра 2 такая конструкция дает возможность перемещений на очередную папильонажную ленту как на свае напорного хода или по схеме с «шагающим свайным ходом» (гидроцилиндр застопорен).

Тот же эффект может быть достигнут при оснащении земснаряда свайным аппаратом, схема которого представлена на рис. 160, б. Направляющие свай 1 и 2 смонтированы на траверсе 3, которая может поворачиваться гидроцилиндрами 4 вокруг оси 5.

При осуществлении земснарядом напорного хода на заколотой в грунт свае 1 корпус снаряда и поднятая свая 2 из положения, показанного на рисунке тонкими линиями, переносятся в новое положение.

Таким образом, на перемещение свай не затрачивается время. Аппарат позволяет перемещать земснаряд вокруг одной из свай, заколотой в грунт, а также и вокруг оси 5, когда обе сваи заколоты в грунт для наиболее жесткой фиксации земснаряда.

В качестве двигателей механизмов свайных аппаратов используются электродвигатели постоянного и переменного тока. В зарубежной практике часто применяются гидравлические приводы (гидродвигатели и гидроцилиндры).

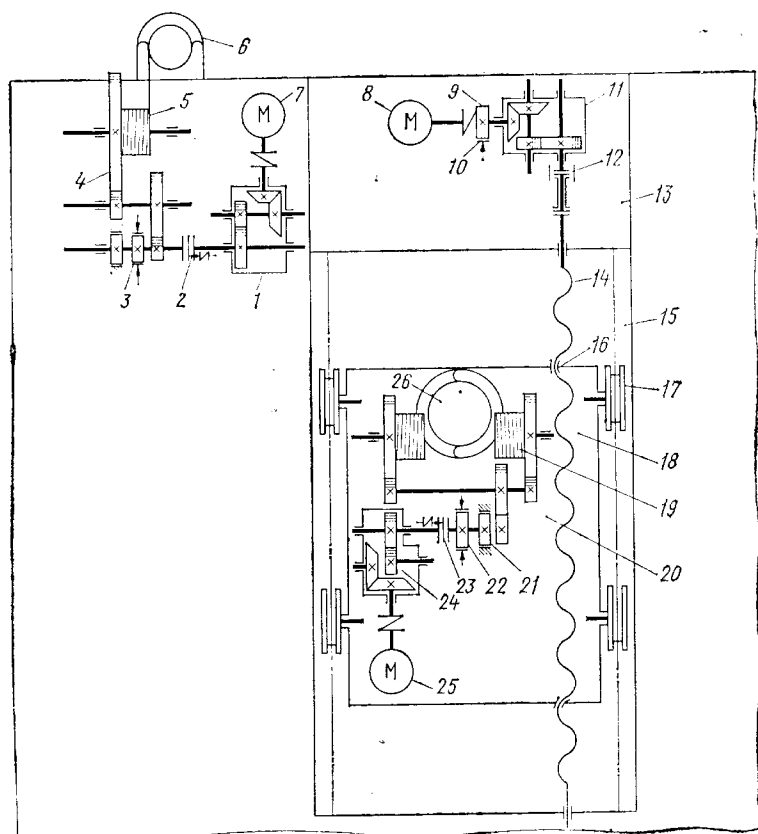


Рис. 159. Кинематическая схема свайного аппарата напорного хода земснаряда проекта 23-112

§ 73. Расчет основных характеристик свайного аппарата

Исходным параметром при расчете характеристик свайного аппарата является горизонтальная сила R_c , воспринимаемая свайей.

В положении бокового якоря (рис. 161), принятом за расчетное, при определении тяги боковых лебедок свая будет воспринимать, помимо усилия от натяжения каната T_n , всю внешнюю нагрузку R , действующую на земснаряд и присоединенный к нему плавучий грунтопровод. В соответствии со схемой сил

$$R_c = \sqrt{\left(\frac{T_n \cos \alpha}{\sin^{-1}(\alpha + \beta)} + P_{гpx} + F_x\right)^2 + \left(\frac{T_n \sin \alpha}{\sin^{-1}(\alpha + \beta)} + P_{гpy} - F_y\right)^2}, \quad (162)$$

в которой T_n , $P_{гp}$ и F определяются по формулам § 68 и 66.

По значению силы R_c вычисляют массу и диаметр сваи из условия обеспечения ее неподвижности в грунте. У крупных земснарядов, разрабатывающих грунт на большой глубине, сваи имеют длину до 30 м и массу более 50 т. Громоздким, сложным, дорогим и чрезвычайно мощным при этом оказывается свайный аппарат. Кроме того, значительная масса свайного аппарата, сосредоточенная в корме корпуса снаряда, утяжеляет конструкцию корпуса, снижает его остойчивость и прочность.

Масса сваи должна быть минимально необходимой для удержания кормы земснаряда на месте. Удерживающая способность сваи обеспечивается рациональной формой и конструкцией наконечника (рис. 162), который может входить в грунт на значительную глубину даже при весьма незначительной скорости опускания сваи.

На основании наблюдений за погружением свай в грунт на земснарядах длину пера наконечника рекомендуется принимать [16] $l_n = 1,67d_c$, где d_c — диаметр сваи. С учетом этой рекомендации можно предложить следующую формулу для расчета минимального диаметра сваи: $d_c \geq 0,17\sqrt[3]{R_c}$.

Толщину стенки сваи определяют из условия прочности. Сваю рассматривают на изгиб, как консольную балку, закрепленную (защемленную) в двух направляющих обоймах. Расчетным принимают сечение сваи по центру нижней направляющей обоймы при максимальной глубине разработки грунта. Сваи крупных земснарядов выполняют с разной толщиной стенки по принципу бруса равного сопротивления изгибу. Так, на крупных американских земснарядах при наружном диаметре 1200 мм толщина

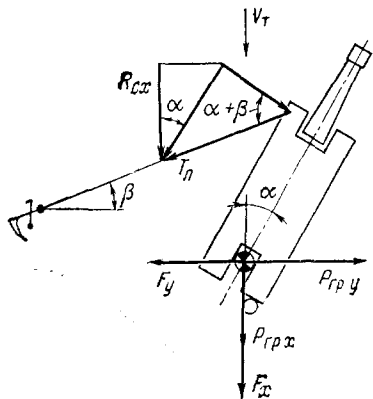


Рис. 161. Схема нагрузок на сваю

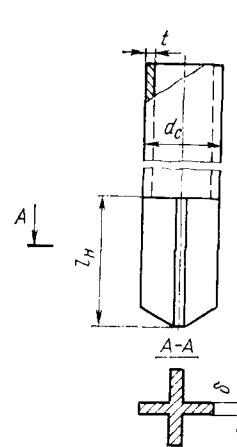


Рис. 162. Конструкция наконечника сваи

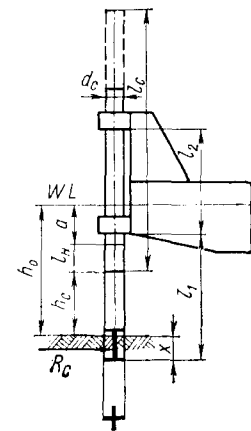


Рис. 163. Схема к расчету сваи

стенки изменяется от 62 мм сверху до 37,5 мм внизу, у наконечника [6, 16].

Длина сваи l_c зависит от заданной глубины h_0 разработки грунта, являющейся одной из характеристик земснаряда, необходимой глубины погружения наконечника сваи в грунт и расстояния между направляющими обоймами (рис. 163).

Сваи для малых и средних земснарядов изготавливают из стальных безшовных труб; для крупных — из отдельных свальцованных листов большой толщины, сваренных встык. Наконечник сваи часто выполняют в виде массивной стальной отливки с оперением, что увеличивает удерживающую способность и одновременно облегчает условия погружения сваи в грунт.

Определение массы и скорости погружения сваи в грунт. Масса m_c и скорость v_c опускания сваи должны быть достаточными для заковки ее в грунт на заданную глубину l_n .

Сопrotивление N_c перемещению сваи при заковке складывается из силы трения $P_{тр}$, силы $P_{см}$ сопротивления грунта смятию, а также силы $P_{ж}$, равной весу вытесненной жидкости.

Эти составляющие сопротивления могут быть рассчитаны в зависимости от глубины x ($0 < x \leq l_n$) погружения наконечника сваи в грунт по следующим формулам:

сила трения

$$P_{тр} = a_n \rho_r g \operatorname{tg} \mu \operatorname{tg}^2 \left(45 + \frac{\rho}{2} \right) \frac{x^2}{2}; \quad (163)$$

сила сопротивления грунта смятию

$$P_{см} = k_n f_n; \quad (164)$$

сила поддержания водоизмещения погруженной в воду части свай

$$P_{\text{ж}} = \rho_{\text{в}} g \frac{\pi d_c^2}{4} (h_0 - l_{\text{н}} + x). \quad (165)$$

В этих формулах: $a_{\text{н}}$ — периметр поперечного сечения наконечника свай; $\rho_{\text{г}}$, $\rho_{\text{в}}$ — соответственно плотность мокрого грунта и воды; μ , ρ — соответственно угол внешнего и внутреннего трения грунта; k_5 — удельное сопротивление грунта смятию (см. табл. 4 и 5); $f_{\text{н}}$ — поперечное сечение наконечника свай.

Затраты энергии при погружении свай на глубину x

$$E_x = \sum_1^i \int_0^x P_i dx.$$

После подстановки формул (163)–(165) и интегрирования получим

$$E_x = a_{\text{н}} \rho_{\text{г}} g \operatorname{tg} \mu \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\rho}{2} \right) \frac{x^3}{6} + k_5 f_{\text{н}} x + \rho_{\text{в}} g \frac{\pi d_c^2}{4} \left(h_0 - l_{\text{н}} + \frac{x}{2} \right) x. \quad (166)$$

График функции $P_i = f(x)$ представляет зависимость сил сопротивления заглублению свай в грунт (рис. 164). Площадь $OABCl_{\text{н}}$ под графиком функции эквивалентна затратам энергии, необходимым для погружения свай в грунт на глубину $x = l_{\text{н}}$. Чтобы сообщить свае такую энергию, необходимо согласовать ее массу со скоростью опускания на грунт. Требуемое значение этой скорости, в свою очередь, зависит от соотношения между силой тяжести свай и силами сопротивления при ее погружении в грунт.

«Тяжелая» свая при условии

$$m_c g \geq [P_{\text{тр}}(x) + P_{\text{см}} + P_{\text{ж}}(x)]_{x=l_{\text{н}}} \quad (167)$$

заколется в грунт на заданную глубину $x = l_{\text{н}}$ под действием силы тяжести при любой скорости v_0 опускания на грунт. При перезаколке таких свай минимальной оказывается необходимая высота подъема свай над грунтом, что способствует снижению затрат времени на выполнение этих операций. Однако подъем тяжелых свай потребует установки на земснаряде мощных сваеподъемных лебедок и судовой электростанции.

С уменьшением массы свайного аппарата более благоприятной оказывается нагрузка на корпус земснаряда, снижаются его водоизмещение, осадка и стоимость постройки. Тем самым улучшаются технико-эксплуатационные показатели работы земснаряда. По указанным причинам установка «тяжелых» свай на земснарядах нецелесообразна.

В общем случае масса m_c свай, найденная по результатам расчета ее прочности, соответствует условию

$$[P_{\text{см}} + P_{\text{ж}}(x)]_{x=0} < m_c g < [P_{\text{тр}}(x) + P_{\text{см}} + P_{\text{ж}}(x)]_{x=l_{\text{н}}}.$$

Такая свая закалывается в грунт под действием силы тяжести лишь на глубину $x = x_1$, т. е. погружается в грунт до тех пор, пока эта сила

будет больше сил сопротивления ее движению (точка B на рис. 164). Для возможности погружения свай на расчетную глубину $x = l_{\text{н}}$ необходимо выполнить условие

$$0,5 m_c v_{x_1}^2 \geq E_{x=l_{\text{н}}} - E_{x=x_1} \quad (168)$$

где v_{x_1} — скорость свай, погруженной в грунт на глубину $x = x_1$.

Разность $E_{x=l_{\text{н}}} - E_{x=x_1}$ (заштрихованная площадь $x_1 BCl_{\text{н}}$ на рис. 164) представляет собой ту избыточную энергию, которой должна обладать свая для погружения на заданную глубину.

Используя выражение (168), при помощи вариантных расчетов можно найти оптимальное сочетание массы свай, скорости ее опускания и подъема, и тем самым наилучшим образом решить конструкцию свайного аппарата земснаряда.

Скорость свай при опускании на канатах ограничивается характеристиками сваеподъемной лебедки и при принятой массе m_c может оказаться недостаточной для заколки свай на заданную глубину. В таком случае целесообразно сбрасывать сваю свободно с определенной высоты.

Для того чтобы свободно падающая свая при заглублении в грунт на глубину x_1 имела требуемую для полного заглубления наконечника скорость v_{x_1} , необходимо, чтобы в момент касания грунта скорость ее падения v_0 удовлетворяла условию

$$0,5 m_c (v_{x_1}^2 - v_0^2) = m_c g x_1 - E_{x_1}. \quad (169)$$

При этом движение свай в грунте на участке $0 < x < x_1$ (см. рис. 164) будет ускоренным ($v_{x_1} > v_0$), а на участке $x_1 < x < l_{\text{н}}$ — замедленным. При $x = l_{\text{н}}$ скорость свай будет равна нулю. Чтобы сообщить свае скорость v_0 , необходимо сбросить ее с определенной высоты h_c над уровнем дна.

Необходимая высота сброса свай $h_c = h_0 - a - l_{\text{н}}$ может быть определена из дифференциального уравнения движения

$$m_c h_c'' = m_c g - c_1 h_c - c_2 h_c', \quad (170)$$

где c_1 — удельная сила поддержания водоизмещения, кН/м; c_2 — постоянная сил сопротивления движению свай в воде, т/с.

Решение уравнения, если пренебречь сопротивлением воды ($c_2 = 0$), будет

$$h_c = \left(\frac{g}{k^2} - a \right) (1 - \cos kt), \quad (171)$$

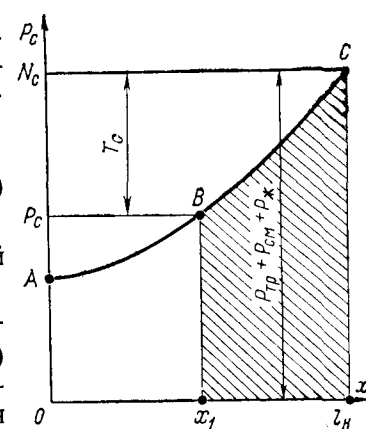


Рис. 164. Зависимость сил сопротивления грунта от глубины погружения свай

где a — расстояние от наконечника до уровня воды; t — время падения сваи; k — постоянная (1/с)

$$k = \sqrt{\frac{\pi d_c^2 \rho_B g}{4m_c}} < 1.$$

Время падения сваи с высоты h_c рассчитывают по формуле

$$t = \frac{1}{k} \arcsin \frac{v_0}{(g/k - ak)}.$$

Приводы свайных аппаратов являются мощными, хотя и коротковременно работающими потребителями электроэнергии, требующими значительного резерва мощности судовой электростанции.

Для снижения мощности судовой электростанции целесообразно в качестве привода механизма подъема свай использовать гидродвигатели или гидроцилиндры, питающиеся от гидроаккумуляторов, зарядка которых осуществляется в процессе рабочего перемещения земснаряда насосом или компрессором небольшой мощности.

Определение усилия подъема сваи. Усилие $T_{п.с.}$, необходимое для подъема сваи, складывается из силы тяжести сваи P_1 с учетом уменьшения ее в воде, усилия P_2 , необходимого для вытаскивания сваи из грунта, и силы трения P_3 сваи в направляющих.

Усилие P_1 определяют по формуле

$$P_1 = m_c g - \frac{\pi d_c^2}{4} \rho_B g h_0.$$

Усилие P_2 является суммой силы трения $P_{\text{тр}}$ сваи о грунт и силы присасывания $P_{\text{пр}}$ к грунту. Сила $P_{\text{тр}}$ может быть найдена по формуле (163) при условии $x = l_{\text{н}}$.

Сила присасывания $P_{\text{пр}}$, обусловленная разряжением под свайей, заколотой в грунт, действует лишь в момент ее отрыва. Она зависит от пористости грунта и площади присасываемой поверхности наконечника свай $P_{\text{пр}} = f_n p_a$, где p_a — атмосферное давление.

Сила трения свои в направляющих обоймах в соответствии с рис. 163

$$P_3 = f_{\text{TP}} R_c \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right),$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения между свайей и облоймой; l_1 — расстояние от наконечника сваи до нижней направляющей облоймы; l_2 — расстояние между направляющими облоймами свай.

Следует иметь в виду, что силы P_2 и P_3 действуют только в первый момент подъема свай. Как только свая будет оторвана от грунта, сила P_2 исчезнет совсем, а сила P_3 — начнет быстро убывать [16].

Усилие подъема свай $T_{\text{п.с.}} = P_1 + P_2 + P_3$ является расчетной силой тяги механизма подъема свай.

§ 74. Рамоподъемные устройства земснарядов

Грунтозаборное устройство опускают на заданную глубину и поднимают из воды при помощи рамоподъемного устройства.

Наиболее распространенные способы подвеса рамы грунтозаборного устройства показаны на рис. 165. Рама 1 крепится к корпусу снаряда в двух точках. Один из ее подвесов выполняют в виде горизонтального шарнира 2, неподвижно закрепленного на корпусе земснаряда, другой—обычно канатный полиспаст 3. Нижнюю обойму полиспаста закрепляют вблизи грунтоприемника, а верхнюю—на копре или на ноке А-образной стрелы 4. Стрелу крепят к portalу 5 или палубе земснаряда оттяжками 6 и 7. Подъем рамы осуществляется рамоподъемной лебедкой 8, которую устанавливают на палубе земснаряда или на копре.

На большей части современных земснарядов для подъема и грунтозаборного устройства применяют односкоростные электрические лебедки. Отличительной особенностью их по сравнению с оперативными является значительно меньшая канатоемкость барабанов. Для этих лебедок не нужен и свободный ход барабана и канатоукладчик.

Рамоподъемная лебедка является крупным, хотя и кратковременным потребителем электроэнергии. У речных дноуглубительных земснарядов мощность ее достигает 50 кВт, а у крупных иногда превышает 200—300 кВт.

Важной эксплуатационной характеристикой рамоподъемных лебедок, непосредственно влияющей на производственные показатели снаряда, является скорость выбирания каната, определяющая время подъема рамы. Ее значение принимают с таким расчетом, чтобы время подъема рамы с максимальной глубины не превышало для крупных земснарядов 3—3,5 мин, средних — 2—2,5 мин, малых — 1 мин [16].

Скорость выбирания рамоподъемного каната находят из выражения

$$v_K = \frac{h_0}{t_{II}} i,$$

где h_0 — максимальная глубина разработки грунта; t_n — расчетное время подъема рамы с глубины h_0 ; i — кратность полиспаста.

Тяговое усилие рамоподъемной лебедки выбирают в зависимости от типа земснаряда и конструкции рамоподъемного устройства. Для землесосных снарядов, рамоподъемное устройство которых выполнено по схеме, показанной на рис. 165, тяговое усилие определяют по формуле

$$T_{\text{p.п}} = \frac{T_{\text{п}}}{i} = \frac{kG_{\text{p}} l_2 \cos \alpha_{\text{p}} + P_{\text{B}} l_0}{i (l_1 + l_2) \sin \beta}, \quad (172)$$

где T_n — нагрузка на полиспасть;
 G_p — сила тяжести рамы грунто-

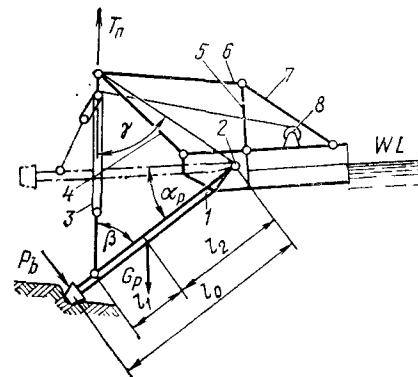


Рис. 165. Схема к расчету рамоподъемного устройства

заборного устройства с учетом сил поддержания воды; k — коэффициент, учитывающий силу поддержания погруженной в воду части рамы; l_1 и l_2 — расстояния от центра тяжести рамы до точек подвеса (см. рис. 165); α_p — угол наклона рамы к горизонту; P_B — вертикальная составляющая реакции грунта при резании механическим разрыхлителем; l_0 — расстояние от оси подвеса рамы до грунтоприемника; β — угол наклона канатов полиспаста к раме.

Для уменьшения тягового усилия, диаметра каната и массы рамоподъемной лебедки кратность полиспаста принимают до 10 и более.

Значительная масса грунтозаборных устройств у современных земснарядов, достигающая 200—300 т, вызывает значительные усилия в полиспасте, в элементах конструкции рамоподъемного устройства и корпуса земснаряда. Для снижения усилий в полиспасте, облегчения конструкции рамы и рамоподъемного устройства важно правильно выбрать точки подвеса рамы.

Нижний блок полиспаста целесообразно крепить возможно ближе к грунтоприемнику. Наиболее выгодное положение точки крепления верхнего блока полиспаста можно установить расчетом усилия T_n по формуле (172) для различных положений рамы. Наибольшее усилие в полиспасте часто наблюдается при горизонтальном положении рамы. Для создания возможно большего плеча действия силы T_n и снижения ее значения точки крепления подвесов рамы и полиспаста целесообразно выбрать так, чтобы угол γ (см. рис. 165) был не более 90° .

Для рационального размещения точек подвеса при длинной раме увеличивают или глубину носовой прорези в корпусе, или длину и высоту вылета стрелы подвеса верхнего блока полиспаста.

На крупных земснарядах для уменьшения прогиба длинной рамы 1 предусматривают дополнительный подвес 2 в точке А, соответствующей максимальному изгибающему моменту (рис. 166).

На небольших землесосных снарядах для подъема и опускания рамы грунтозаборного устройства иногда вместо рамоподъемных лебедок

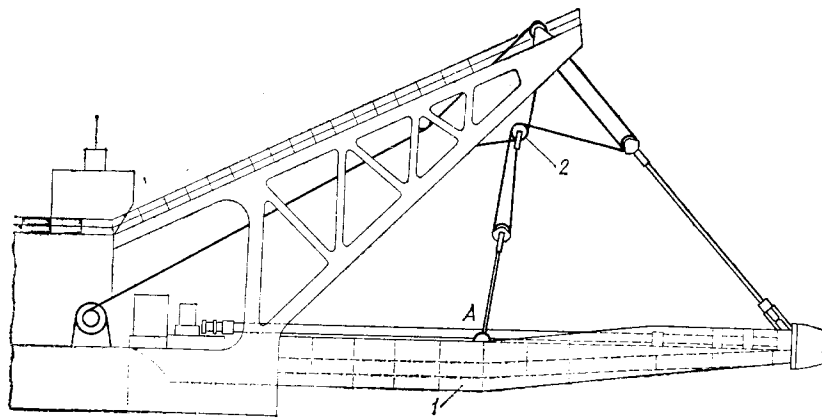


Рис. 166. Схема подвеса рамы на крупных земснарядах

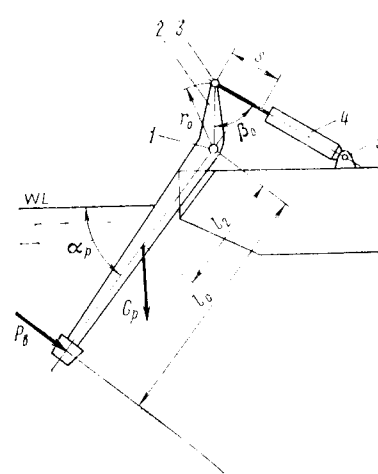


Рис. 167. Схема подъема рамы с помощью гидроцилиндра

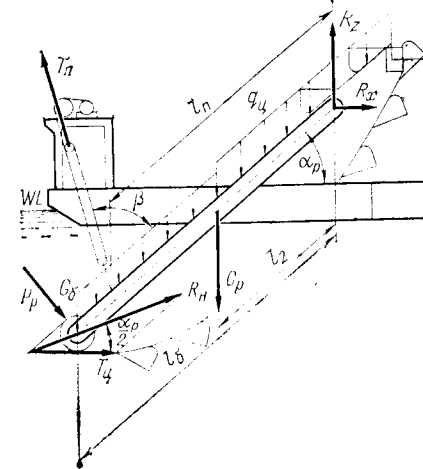


Рис. 168. Схема нагрузок на рамоподъемное устройство многочерпакового земснаряда

используют гидравлические цилиндры. Гидравлический цилиндр 4 такого устройства (рис. 167) прикреплен шарниром 5 к корпусу снаряда, а шарниром 3 штока — к хвостовой части рамы 2 грунтозаборного устройства. При втягивании штока в гидроцилиндр вследствие создаваемого им усилия рама поворачивается в вертикальной плоскости вокруг подвеса 1.

Усилие, создаваемое гидроцилиндром для подъема рамы,

$$T_{ц} = \frac{kG_p l_2 \cos \alpha_p + P_B l_0}{r_0 \sin \beta_0}, \quad (173)$$

где r_0 — радиус вращения шарнира штока гидроцилиндра; β_0 — угол между осью гидроцилиндра и линией, соединяющей центры шарниров на раме.

Радиус r_0 , а следовательно, и длину хвостовой части рамы в зависимости от хода s штока гидроцилиндра и угла α_p принимают:

$$r_0 \leq \frac{s}{2 \sin \alpha_p / 2}.$$

Взаимное положение шарниров крепления рамы и гидроцилиндров выбирают с таким расчетом, чтобы усилие $T_{ц}$, создаваемое гидроцилиндром в крайних положениях рамы, было наименьшим.

Гидроцилиндр обеспечивает не только подъем рамы, но и прижимает разрыхлитель (например, фрезу) к грунту с требуемым усилием для обеспечения нормальных условий резания, предотвращая выкапывание разрыхлителя на неразработанную поверхность дна. Таким образом, отпадает необходимость в обычном дополнительном утяжелении рамы. Рамоподъемное устройство с гидроцилиндром существенно проще и легче, поскольку в этом случае не нужно применять полиспаст, стрелу и портал или копер.

Рассмотрим особенность расчета и проектирования рамоподъемного устройства многочерпаковых снарядов (рис. 168). Масса рам этих снарядов вместе с черпаковой цепью и грунтом в черпаках существенно выше, чем у землесосных снарядов равной производительности. Поэтому из соображений удифференцирования и прочности корпуса верхний блок рамоподъемного полиспаста обычно крепят на жестком и прочном копре, который связывает обе части корпуса в районе рамной прорези. Подвесы блоков полиспаста укрепляют на копре и раме так, чтобы обеспечивалось минимальное усилие в полиспасте. Канаты полиспаста стремятся направить по нормали к поднятой из воды раме.

Силу натяжения канатов полиспаста следует рассчитывать для нескольких положений рамы: походного, при работе на минимальной, оптимальной и максимальной глубинах черпания. Действующую на полиспаст силу P_p сопротивления грунта резанию черпаками нужно считать приложенной к оси нижнего барабана и направленной по нормали к раме. Значение этой силы определяют из условия полного использования мощности черпакового двигателя. При расчете нагрузки на полиспаст необходимо учесть также натяжение от свободного провисания холостой ветви черпаковой цепи и создаваемые им усилия в рабочей ветви. Натяжение цепи, набегающей на нижний черпаковый барабан (если считать, что она подходит к нижнему барабану по горизонтали), может быть найдено по формуле [6]

$$T_{\text{ц}} = \frac{kq_{\text{ц}}(l_{\text{ц}}^2 - h^2)}{2h}, \quad (174)$$

где $l_{\text{ц}}$ — длина провисающей ветви цепи; h — возвышение оси верхнего барабана над осью нижнего барабана; $q_{\text{ц}} = m_{\text{ц}}g/t_{\text{ц}}$ — сила тяжести 1 м цепи, где $t_{\text{ц}}$ — шаг цепи; $m_{\text{ц}}$ — масса черпака в сборе с соединительными звеньями; k — коэффициент, учитывающий влияние сил поддержания воды.

С учетом натяжения рабочей ветви результирующая сила давления черпаковой цепи на ось нижнего барабана будет (см. рис. 168)

$$R_{\text{н}} = 2T_{\text{ц}} \cos \alpha_p/2.$$

Сила $R_{\text{н}}$ направлена под углом $\alpha_p/2$ к горизонту.

В соответствии со схемой сил на рис. 168 усилие в рамоподъемном полиспасте при действии статических нагрузок

$$T_{\text{п}} = \frac{[G_p l_2 + 0,5(q_{\text{ц}} + \rho_{\text{г}} g V_{\text{ч}}/l_{\text{ц}}) l_6^2 + g m_6 l_6] \cos \alpha_p}{l_{\text{п}} \sin \beta} \cdot \kappa + \frac{P_p + R_{\text{н}} \sin \alpha_p/2}{l_{\text{п}} \sin \beta} l_6, \quad (175)$$

где $\rho_{\text{г}}$ — плотность мокрого грунта; $V_{\text{ч}}$ — вместимость черпака; m_6 — масса нижнего барабана; l_6 — длина рамы от оси верхнего подвеса до нижнего барабана; P_p — максимальное усилие в цепи, развиваемое черпаковым приводом; $l_{\text{п}}$ — расстояние от оси подвеса рамы до точки подвеса нижнего блока полиспаста.

При проектировании рамоподъемных устройств необходимо учитывать возможные перегрузки как при случайном резком стопорении привода, так и в начале подъема рамы.

Динамические усилия можно найти по формуле

$$T_{\text{д}} = \chi T_{\text{п}},$$

где χ — коэффициент динамичности [86]

$$\chi = 1 + \frac{v_{\text{к}}}{g} \sqrt{\frac{E_{\text{к}} f_{\text{к}} (l_1 + l_2)}{m_{\text{р}} l_{\text{к}} l_2}},$$

где $v_{\text{к}}$ — скорость выбирания каната; $E_{\text{к}} = (1,3 \div 1,6) 10^8$ кПа [50] — модуль упругости каната; $f_{\text{к}}$ — площадь поперечного сечения каната; $m_{\text{р}}$ — масса рамы в сборе с цепью; $l_{\text{к}}$ — длина каната рамоподъемной лебедки, стравленного с барабана; l_1 и l_2 — расстояния от центра тяжести рамы до точек ее подвеса.

Усилие $T_{\text{д}}$ является расчетным при определении тяги рамоподъемной лебедки и прочностных размеров металлоконструкции рамоподъемного устройства.

§ 75. Устройства для швартовки грунтоотвозных шаланд

Грунтоотвозные шаланды в процессе работы земснаряда периодически перемещаются вдоль его борта для равномерной загрузки трюма грунтом. Перемещение шаланд осуществляется швартовными лебедками, установленными по бортам земснаряда. Наличие лебедок с каждого борта позволяет поочередно погружать грунт в шаланды практически без прекращения грунтозабора. После заполнения трюма одной из шаланд грунтом производят перекидку клапана грунтового колодца, обеспечивающую загрузку грунтом шаланды, пришвартованной к противоположному борту снаряда.

В зависимости от схемы швартовного устройства с каждого борта земснаряда устанавливают одну или две швартовные лебедки. В схеме, показанной на рис. 169, а, концы канатов от лебедок 1 через направляющие блоки 2, установленные на палубе в оконечностях земснаряда, закрепляют на кнехтах 3 шаланды. Для перемещения шаланды

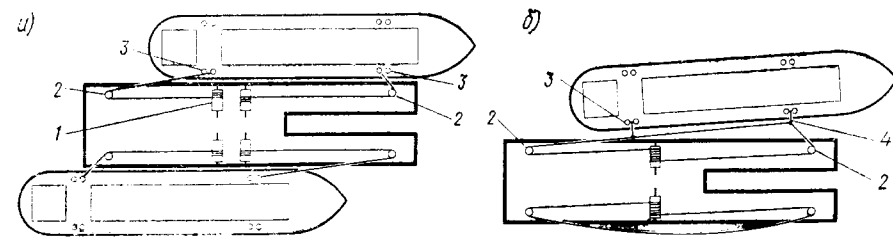


Рис. 169. Схемы швартовки шаланд

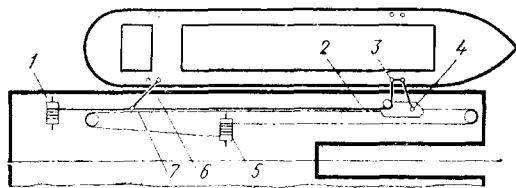


Рис. 170. Схема устройства для «жесткой» швартовки шаланды

одна из лебедок работает на выбирание каната, другая стравливает канат под действием усилия первой.

При швартовке шаланды одной лебедкой (рис. 169, б) сходящий с низа левой части барабана канат огибает направляющие блоки 2 и навивается снизу на правую часть барабана лебедки. Концы каната в такой схеме закрепляют на ребрах барабана лебедки. К наружной ветви швартовного каната крепят канатные счалы 4, набрасываемые на кнехты шаланды. Канат навивают на барабан в один слой. Жесткость счала в такой конструкции значительно ниже, чем при двух лебедках, особенно в крайних положениях шаланды относительно земснаряда. По этой причине в швартовных канатах могут возникнуть значительные динамические нагрузки, опасные для их прочности.

Сравнительно высокая жесткость счала обеспечивается швартовным устройством, изображенным на рис. 170. При такой схеме перемещение шаланд осуществляется канатом 2, огибающим кнехты 3 шаланды. Один конец каната закрепляют на барабане лебедки 1, а другой на каретке 4, перемещаемой при необходимости по направляющим, проложенным вдоль борта земснаряда, лебедкой 5. Таким образом, каретка 4 всегда будет находиться против кнехта 3 шаланды. Кормовые кнехты 6 крепят счалом 7 к швартовному канату 2. Перемещение шаланды осуществляется лебедкой 5 при расторможенном барабане 1. Жесткость счала регулируют натяжением каната 2 швартовной лебедки 1.

При резании грунта в черпаковом устройстве возникают значительные периодические усилия, которые вызывают колебательные горизонтальные перемещения земснаряда и пришвартованной к его борту шаланды с частотой, равной частоте черпаний n_q .

Усилие в швартовном канате можно рассчитать по формуле

$$P_{ш} = \frac{P_a \cos \omega t}{(c_3 - m_3 \omega^2) \left(\frac{1}{m_{ш} \omega^2} - \frac{1}{c_{ш}} \right) - 1}, \quad (176)$$

где P_a — амплитудное значение горизонтальной составляющей усилия резания грунта; $\omega = 2\pi n_q$ — круговая частота изменения усилия резания P_p , где n_q — частота черпаний, t — время (текущее значение); m_3 и $m_{ш}$ — масса соответственно земснаряда и шаланды; c_3 и $c_{ш}$ — жесткость соответственно становой и швартовных канатов

$$c_3 = E_k \frac{f_{ст}}{l_{ст}}; \quad c_{ш} = E_k \frac{f_{ш}}{l_{ш}};$$

где $f_{ш}$, $f_{ст}$ — соответственно площадь поперечного сечения швартовного каната и носовой (становой) лебедки; $l_{ст}$, $l_{ш}$ — соответственно длина становой и швартовного канатов.

Наибольшего значения усилие $P_{ш}$ достигает при $\omega t = \pi/2$.

В определенных условиях эксплуатации снаряда усилия в швартовных канатах могут быть весьма значительны. В связи с этим из условия прочности требуется применять жесткие швартовные канаты большого диаметра, что делает трудоемкими и весьма опасными для экипажей операции по ручной швартовке шаланд.

Поэтому на крупных многочерпаковых снарядах следует предусматривать устройства для жесткой автоматической швартовки шаланд.

ГЛАВА 9

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОРПУСОВ ЗЕМСНАРЯДОВ

§ 76. Конструктивные особенности корпусов

Речные земснаряды в процессе дноуглубления и при переходах с одного объекта работы на другой перемещаются с довольно низкими скоростями. В связи с этим к обводам их корпуса не предъявляют высоких требований, свойственных корпусам транспортных судов.

Корпус самоотвозного земснаряда выполняют, как у транспортного судна. Корпуса несамоходных речных земснарядов представляют собой прямоугольные понтоны с прямостенными бортами и плоским днищем. Такая форма корпуса обеспечивает высокую технологичность изготовления, облегчает расположение энергетического оборудования в трюме и специального оборудования на палубе и одновременно позволяет уменьшить осадку земснаряда.

Для уменьшения сопротивления движению и улучшения управляемости при переходах с одного объекта работы на другой днище в оконечностях корпуса выполняют со скосом—подзором. У самоходных снарядов носовым и кормовым обводам придают обтекающую форму. Коэффициенты полноты водоизмещения δ и площади ватерлинии α составляют у них 0,85—0,93. Коэффициент полноты площади мидель-шпангоута β близок к единице. Отношения главных размерений корпусов L/H , B/H земснарядов, как правило, больше, чем у транспортных судов.

Особенностью корпуса земснаряда является наличие продольных вырезов в ДП для размещения в них рамы грунтозаборного устройства и свайных аппаратов; а у самоотвозных земснарядов — грунтовых трюмов.

В районах расположения башен и прорезей предусматривают усиление основных конструктивных элементов корпуса, конструкции их перевязывают с основным набором. При этом для снижения концентрации напряжений избегают резкого изменения сечений их связей. Требования к конструкции корпуса определяются типом земснаряда и условиями эксплуатации.

Дноуглубительные снаряды нередко работают на мелководе и поэтому должны иметь небольшую осадку. Даже у крупных дноуглубительных снарядов она не превышает 2 м. Относительно небольшими оказываются при этом высота борта, а следовательно, и момент сопротивления эквивалентного бруса, определяющий общую прочность корпуса.

По условиям общей прочности длину корпуса целесообразно уменьшать, однако вследствие значительных сосредоточенных масс грунтозаборного устройства (до 200—300 т) и свай (до 30—50 т), расположенных в оконечностях, по условиям удифференцирования длину судна приходится увеличивать.

Особенности конструкции специальных устройств земснаряда оказывают существенное влияние и на его остойчивость. Из-за высокоподнятых над водой значительных сосредоточенных масс специальных устройств и большого усилия резания грунта общая остойчивость земснаряда оказывается невысокой. Это обстоятельство необходимо учитывать при его буксировке, посадке на мель, значительном волнении и сильном ветре.

Остойчивость земснаряда рассчитывают по нормам и правилам для транспортных судов при всех вариантах загрузки топливом и балластом, а также различным сочетании внешних нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации.

Расчеты общей и местной прочности, жесткости и вибрации корпуса, а также проектирование конструкций специальных устройств должны быть проведены с учетом значения и характера действия нагрузок от работающих специальных механизмов и энергетического оборудования земснаряда.

§ 77. Нагрузки на корпус при работе

Для корпусов земснарядов характерными являются два режима нагружения: режим плавания судна на расчетной волне; рабочий — режим грунтозабора в процессе дноуглубления.

При переходах земснарядов с одного объекта работы на другой и производственных остановках корпус земснаряда по существу нагружен так же, как корпус транспортного судна. Он нагружен системой сил, обусловленных силами тяжести масс: корпуса, специальных конструкций и механизмов, энергетического оборудования, силами поддержания на тихой воде и нагрузками, действующими на корпус при волнении. При расчетах корпуса эти нагрузки определяют в соответствии с действующими правилами [98].

В режиме грунтозабора на корпус земснаряда действуют, кроме того, силы и моменты, возникающие при работе специальных устройств: грунтозаборного, оперативных лебедок, свайного аппарата и др. Расчет значения и периода действия этих нагрузок является одной из основных задач проектирования земснаряда.

Рассмотрим схему действия дополнительных нагрузок на корпус землесосного снаряда (рис. 171). Характерной особенностью нагру-

зок, возникающих при работе специальных устройств, является периодичность и большие значения (до 200 — 300 кН). Они действуют на оконечности земснаряда, иногда за пределами теоретических шпангоутов. Все дополнительные нагрузки, характеризующие специфику земснаряда как судна, можно разделить на статические и динамические.

К статическим относят сосредоточенные нагрузки на корпус снаряда от масс: рамы грунтозаборного G_p и рамоподъемного P_n устройств, свайного аппарата, черпаковой башни, оперативных лебедок. Статическими можно также считать сосредоточенный изгибающий M_y и скручивающий корпус снаряда момент M_x , передаваемый от заколотой в грунт сваи, средние значения составляющих усилия резания, передаваемого на корпус через узлы подвески рамы грунтозаборного устройства, и силы натяжения канатов оперативных лебедок.

При расчетах прочности статические усилия и моменты учитывают как добавку к весовой нагрузке на корпус методом приведения сосредоточенных моментов к усилиям, а сосредоточенных усилий к эквивалентным распределенным нагрузкам, действующим в соответствующих теоретических шпангоутах [35].

Динамические нагрузки возникают при работе грунтозаборного устройства. Значительные периодические силы и моменты, возникающие при резании грунта, вызывают вибрацию и качку земснаряда, нарушающую нормальные условия грунтозабора. Они являются основной причиной усталостных разрушений элементов конструкции корпуса и специальных устройств земснаряда.

Динамические нагрузки при работе фрезерного разрыхлителя. При работе фрезерного разрыхлителя усилие резания и его составляющие можно считать неизменяющимися по значению лишь при полном заглублении фрезы в грунт, когда срезаемые ее ножами стружки грунта перекрывают друг друга на поверхности среза. В случае неполного

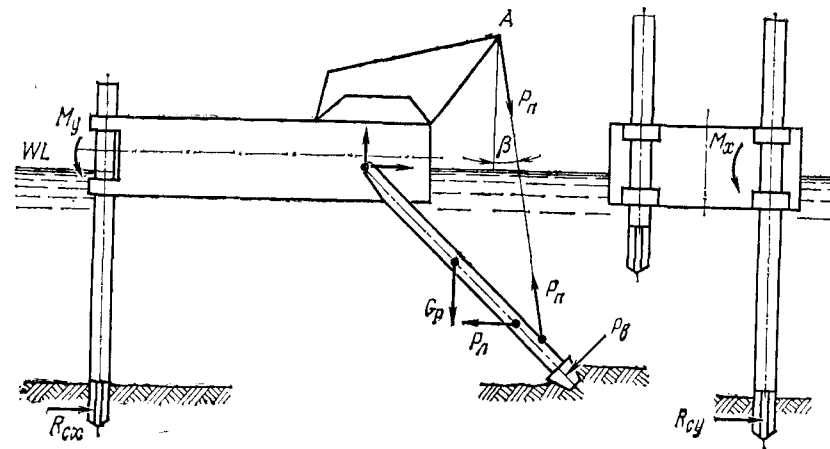


Рис. 171. Схема дополнительных нагрузок на корпус свайно-якорного земснаряда

заглубления фрезы в грунт перекрытие срезаемых ножами стружек периодически нарушается, что приводит к изменению усилия резания и его составляющих, которые вызывают вибрацию и качку снаряда. Колебания составляющих усилий резания подчиняются закономерностям:

$$P_v = P_{v\max} - 0,5A_v (1 - \sin \omega_0 t); \quad (177)$$

$$P_r = P_{r\max} - 0,5A_r [1 - \sin (\omega_0 t + \psi)], \quad (178)$$

где $P_{v\max}$, $P_{r\max}$ — максимальные значения вертикальной и горизонтальной составляющих усилия резания; A_v , A_r — наибольший размах колебания усилий $P_{v\max}$ и $P_{r\max}$; ψ — начальная фаза колебания (сдвиг фаз колебаний усилий P_v и P_r); $\omega_0 = 2\pi n_\phi z_\phi$ — круговая частота изменения усилий резания, где n_ϕ — частота вращения фрезы; z_ϕ — число ножей фрезы; t — время.

Период колебаний усилий резания зависит от частоты вращения n_ϕ и числа ножей z_ϕ фрезы

$$T_0 = 2\pi/\omega_0 = 1/n_\phi z_\phi. \quad (179)$$

Усилия P_v и P_r достигают максимального значения при полном заглублении фрезы в грунт (при $\varphi_r = \pi$) и максимальной скорости рабочего перемещения.

Наибольший размах колебаний усилия P_v равен разности его значений, полученных по формуле (38) при $\varphi_{r1} = \pi$ и $\varphi_{r2} = \pi - 2\pi/z_\phi$ (рис. 172). Аналогично определяют и размах колебаний усилия P_r .

Значения усилий, передаваемых на корпус через полиспаст и ось подвеса рамы грунтозаборного устройства могут быть рассчитаны по формуле (172). Значения $P_{v,ср}$ и $P_{r,ср}$ следует считать статической нагрузкой при прочностных расчетах корпуса. В расчетах вибрации и качки требуется учесть лишь динамическую (периодическую) составляющую этих усилий.

Динамические нагрузки при работе черпакового устройства. При работе черпакового устройства на корпус земснаряда через узлы подвески рамы грунтозаборного устройства и опоры верхнего барабана передаются значительные динамические нагрузки. Они обусловлены периодическим изменением значения и направления усилия резания

грунта и силы натяжения цепи при вращении черпака на нижнем барабане. Вследствие изменения плеча приложения усилия к цепи, сходящей с граненого нижнего барабана, изменяется движущее цепь усилие на верхнем барабане. Наличие граней у верхнего барабана приводит, кроме того, к периодическому изменению скорости цепи, и, как следствие, к возникновению инерционных сил. Помимо этого, при работе снаряда наблюдаются колебания провисающего участка черпаковой цепи.

Действие динамических усилий в элементах черпакового устройства приводит к

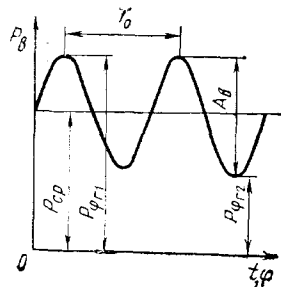


Рис. 172. Характер изменения составляющих усилия резания

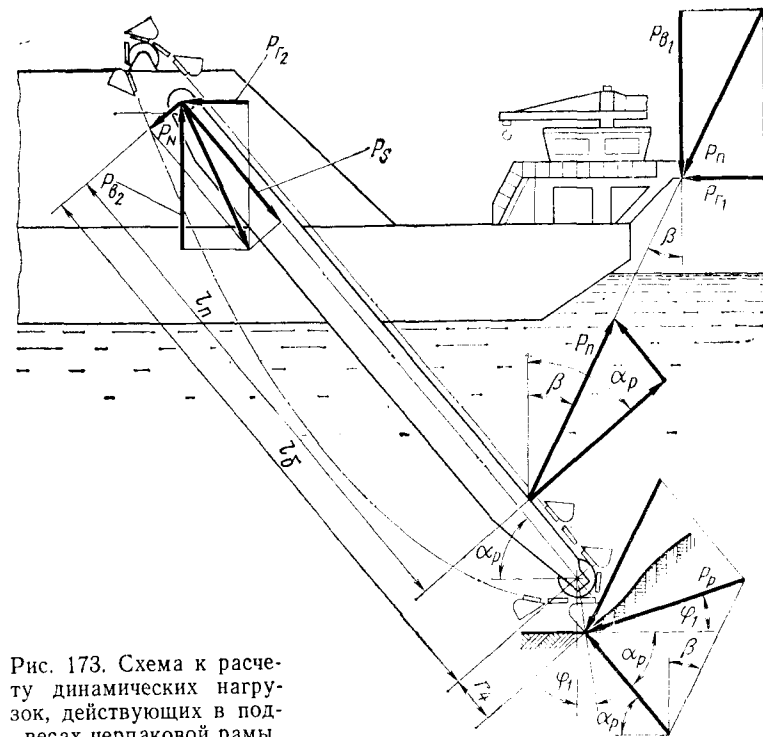


Рис. 173. Схема к расчету динамических нагрузок, действующих в подвесах черпаковой рамы

сложным колебаниям элементов конструкции черпаковой башни, рамоподъемного копра и корпуса снаряда в целом.

Динамическое усилие P_n в полиспасте рамоподъемного устройства, усилия P_N и P_S в опоре оси подвеса рамы могут быть определены по формулам (рис. 173):

$$P_n = P_p \frac{l_6}{l_n \cos (\beta - \alpha_p)} \sin (\varphi_1 + \alpha_p); \quad (180)$$

$$P_N = P_p \left(\frac{l_6}{l_n} - 1 \right) \sin (\varphi_1 + \alpha_p); \quad (181)$$

$$P_S = P_p \cos (\varphi_1 + \alpha_p) + P_n \sin (\alpha_p - \beta), \quad (182)$$

где P_p — тангенциальная составляющая реакции грунта при резании, которая является функцией угла φ поворота нижнего барабана (кривая 1 на рис. 174); l_6 , l_n — расстояние от оси подвеса рамы соответственно до нижнего барабана и блока рамоподъемного полиспаста; α_p — угол наклона рамы к горизонту; β — угол наклона канатов полиспаста к вертикали; φ_1 — угол поворота черпака на нижнем барабане от вертикали.

$$\varphi_1 = \omega_5 t = \frac{2\pi k}{z_n} f(n_4 t),$$

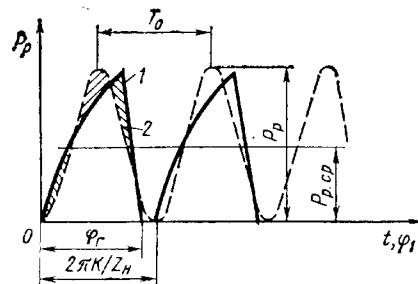


Рис. 174. Характер изменения усилий резания грунта

где ω_0 — угловая скорость вращения нижнего барабана; t — время (текущее значение); k — коэффициент; $k = 1$ — для безмальной цепи и $k = 2$ — для цепей с соединительными звеньями; z_H — число граней нижнего барабана; n_H — частота опораживания черпаков; $f(n_H t)$ — дробная часть от числа $(n_H t)$.

Функция $P_p = f(\psi_1)$ — периодическая, но не гармоническая (см.

рис. 174). Период ее изменения $T_0 = n_H^{-1}$. Для расчетов вибрации и качки земснаряда эту функцию можно представить в виде гармонической от времени t (кривая 2 на рис. 174).

$$P_p = k_\varphi P_{pmax} (1 - \cos \omega_0 t), \quad (183)$$

где ω_0 — круговая частота изменения усилия резания,

$$\omega_0 = 2\pi/T_0 = 2\pi n_H;$$

k_φ — коэффициент приведения фактического усилия P_p к расчетному. За расчетное принимают такое гармонически изменяющееся усилие, которое за период T_0 совершает работу, эквивалентную работе фактического усилия.

$$k_\varphi = \frac{1 - \cos \varphi_r}{2k\pi} z_H,$$

где φ_r — угол контакта черпака с грунтом.

Частота колебания усилий P_H , P_N и P_s в узлах подвеса рамы равна частоте опораживания черпаков. Однако эти колебания сдвинуты по фазе относительно периода колебаний усилия P_p .

Динамические усилия в черпаковой цепи можно определить по формуле

$$P_{ц} = P_p \frac{r}{r_H} \left[1 + \left(1 - \cos \frac{\pi}{z_H} \right) \cos \left(\frac{2\pi}{T_z} t + \psi_1 \right) \right], \quad (184)$$

где r — радиус вращения режущей кромки черпака на нижнем барабане; r_H — радиус вращения черпакового пальца на нижнем барабане; T_z — период схода звена цепи с нижнего барабана ($T_z = T_0/k$); ψ_1 — начальная фаза (угол) схода цепи с грани нижнего барабана.

Колебание усилия $P_{ц}$ обусловлено изменением P_p и наличием граней на барабанах.

Корпуса земснарядов проектируют в соответствии с нормами Правил Речного Регистра РСФСР [98] для транспортных судов, увеличивая, однако, толщину наружной обшивки корпуса против норм на 2 мм [16]. Относительно частые посадки на мель, случаи пробоев корпусов привели к появлению различных конструктивных решений, направленных на усиление общей и местной прочности земснарядов. Так, например, толщину обшивки для малых земснарядов принимают не менее 5 мм, для земснарядов средней производительности — не менее 6—8 мм.

Несмотря на эти меры вследствие значительных динамических нагрузок, обусловленных работой грунтозаборных устройств, в жестких связях и в наружной обшивке возникают трещины, появляются недопустимые деформации элементов корпуса и надстройки, а также трещины в металлоконструкциях специальных устройств.

В связи с этим расчеты общей прочности в режиме переходов с одного объекта работы на другой следует выполнять в соответствии с требованиями и рекомендациями на проектирование транспортных судов [98]. При расчетах прочности в режиме грунтозабора должны быть учтены, кроме того, периодические нагрузки, обусловленные работой грунтозаборного устройства, лебедок, свайного аппарата [46].

Напряжения общего изгиба представляют собой сумму

$$\sigma_0 = \sigma_1 + \sigma_2, \quad (185)$$

где σ_1 — напряжение в связях эквивалентного бруса при плавании судна в условиях расчетного волнения (без учета нагрузок, возникающих в процессе грунтозабора); σ_2 — напряжение в связях эквивалентного бруса от действия дополнительных периодических нагрузок, возникающих в процессе грунтозабора.

Напряжения σ_1 являются циклическими с периодом, соответствующим периоду колебания волн. Напряжения σ_2 также являются циклическими, однако частота их изменения значительно выше частоты изменения σ_1 . Поскольку напряжения σ_2 обусловлены действием периодических нагрузок, возникающих при работе грунтозаборного устройства и специального оборудования, то период изменения их, очевидно, будет зависеть от типа грунтозаборного органа и его характеристик.

В отличие от транспортного судна земснаряд испытывает значительные сосредоточенные нагрузки — усилие P_B , возникающее при резании грунта, усилие P_L оперативных лебедок, точки приложения которых расположены за пределами теоретических шпангоутов (см. рис. 171), а при работе со свайным аппаратом — сосредоточенный изгибающий и скручивающий моменты, возникающие под действием нагрузок на заколотую в грунт сваю. Скручивающий момент существенно влияет на прочность корпуса, поскольку в нем есть большие палубные вырезы для рамы и свай.

Усилие резания периодически изменяется. Поэтому изменяющиеся во времени окажутся напряжения в узлах подвеса рамы грунто-

заборного устройства. Для исключения резонансных явлений при действии динамических нагрузок следует правильно подобрать жесткость рамоподъемного копра. Важно правильно выбрать место для крепления копра и узлов подвески рамы к корпусу. Неслучайно у большей части мощных зарубежных снарядов с фрезерными разрыхлителями металлоконструкцию рамоподъемного устройства выполняют в виде А-образной стрелы с канатными (упругими) оттяжками, закрепленными на палубе вблизи узлов колебания корпуса.

Усилия в узлах подвеса рамы учитывают при расчетах общей прочности в соответствии с методикой [35], добавляя к весовой нагрузке на корпус дополнительные распределенные нагрузки, эквивалентные действующим сосредоточенным. Сосредоточенные моменты приводят к двум сосредоточенным силам, равным по значению и противоположным по знаку, а затем к распределенным нагрузкам [35].

Набор корпуса в районе установки шарнирных опор копра или стрелы рамоподъемного устройства, черпаковой башни, свайного аппарата и узла крепления рамы грунтозаборного устройства рассчитывают на действующие сосредоточенные нагрузки.

Условие местной прочности

$$\sigma = \sigma_0 + \sigma_m \leq [\sigma], \quad (186)$$

где σ_0 — напряжения в связях, обусловленные общим изгибом корпуса; σ_m — напряжения в связях от действия местных нагрузок; $[\sigma]$ — допускаемые напряжения.

Допускаемые напряжения следует устанавливать с учетом циклического характера действующих нагрузок, обусловленного работой грунтозаборного устройства и нагрузками от волнения. Во всяком случае, для любого цикла изменения нагрузки коэффициент запаса прочности следует принимать значительно большим, чем требуют Правила Речного Регистра РСФСР для статического приложения нагрузки.

Вибрация корпуса. Для многочерпаковых снарядов и землесосов с механическим способом рыхления грунта (с фрезерным или роторным разрыхлителем) необходимо рассчитывать общую и местную вибрацию корпуса. Расчеты проводят для определения уровня вибрации и условий, исключающих возникновение резонансных явлений при работе специального оборудования.

Для исключения резонанса частота изменения возмущающих усилий, обусловленных работой грунтозаборного устройства, должна не менее чем на 30% отличаться от частот собственных (свободных) колебаний корпуса и не быть кратна ей $n_k \geq 1,3\omega_0/2\pi = 1,3n_p$, где n_k — частота собственных колебаний корпуса; n_p — частота изменения силы резания грунта.

Собственная частота вертикальных колебаний корпуса первого тона в первом приближении может быть определена по формуле Шлика [35]

$$n_k = (4,7 \div 5,7) \sqrt{J_y / DL^3},$$

где J_y — момент инерции сечения эквивалентного бруса на миделе относительно нейтральной оси, см⁴; D — водоизмещение, т; L — длина снаряда, м.

При расчетах вынужденных колебаний расчетными величинами являются частота и амплитуда периодических усилий, возникающих при резании грунта.

В результате работы приводов механизмов грунтозаборных устройств, оперативных лебедок, машин и агрегатов машинного отделения наблюдается вынужденная местная вибрация днищевых и бортовых пластин, пластин топливных танков и цистерн запаса воды, ребер жесткости и палубных перекрытий. Эти элементы корпуса имеют наиболее низкую собственную частоту колебаний из-за значительной собственной массы и размеров, а также присоединенных к ним масс жидкости:

Собственная частота свободных колебаний отдельных элементов корпуса, как правило, отличается от частоты свободных колебаний корпуса в целом, но может быть близка к частоте вынужденных колебаний того или иного тона. Поэтому в процессе эксплуатации в зависимости от режима работы будут вибрировать то одни, то другие пластины. Для снижения местной вибрации необходимо, чтобы частоты свободных колебаний пластин и перекрытий в различных режимах работы снаряда отличались не менее чем на 30% от частот вынужденных колебаний, генерируемых работающими машинами и механизмами.

Резонансная качка земснаряда. Периодически изменяющееся усилие резания грунта передается от грунтозаборного устройства через узлы подвеса рамы на корпус и вызывает вертикальную, килевую и продольную качку земснаряда.

Амплитуда качки зависит от усилия резания, частоты его изменения, размеров корпуса и водоизмещения земснаряда. При определенном сочетании их значений возможен резонанс, при котором амплитуда перемещений достигает весьма высоких значений, нарушающих нормальный грунтозабор и опасных для прочности узлов подвеса рамы и конструкции корпуса земснаряда. Резонанс наступает при совпадении свободных (собственных) колебаний плавающего корпуса с частотой усилия резания грунта. Для исключения возможности возникновения подобных явлений выполняют расчеты качки [22].

На начальной стадии проектирования при определении перемещений, обусловленных качкой плавающего земснаряда, можно считать, что рама грунтозаборного устройства жестко связана с корпусом. В таком случае систему можно рассматривать как одномассовую. Роль упругой связи выполняет вода, вытесняемая корпусом при качке.

Амплитуда перемещения корпуса складывается из вертикальных перемещений корпуса в целом и перемещений в результате килевой качки $a = a_1 + \psi x$, где a_1 — амплитуда вертикальных перемещений корпуса; ψ — угол дифферента при килевой качке; x — расстояние от центра масс земснаряда до грунтозаборного органа.

Амплитуда качки пропорциональна возмущающему усилию, зависит от главных размеров, водоизмещения земснаряда и частоты n_p изменения нагрузки. Значение n_p в свою очередь определяется типом грунтозаборного устройства и технологическим режимом работы земснаряда. По мере увеличения n_p амплитуды a_1 и ψx возрастают. При

значении $n_p = n_a$ достигает максимального значения амплитуда a_1 , а при $n_p = n_\psi$ — угол дифферента ψ и амплитуда килевой качки

$$a_1 = \frac{P_n \cos \beta}{n_a v_a}; \quad \psi = \frac{P_n x \cos \beta}{n_\psi v_\psi},$$

где P_n — периодическое усилие в полиспасте подвеса рамы, возникающее при резании грунта; v_a, v_ψ — коэффициенты сопротивления водной среды соответственно вертикальной и килевой качке; n_a, n_ψ — частота свободных колебаний корпуса соответственно для случая вертикальной и килевой качки:

$$n_a = \sqrt{\frac{\rho_B g S}{m_K (1 + k_m)}}; \quad n_\psi = \sqrt{\frac{g \rho_B D H}{J_K (1 + k_J)}},$$

где S — площадь ватерлинии; m_K — масса земснаряда; k_m, k_J — коэффициенты присоединенных масс жидкости и их момента инерции; D — водоизмещение; H — продольная метацентрическая высота; J_K — момент инерции масс земснаряда относительно оси, проходящей через центр масс.

При дальнейшем увеличении частоты n_p амплитуды a_1 и ψ интенсивно снижаются. В связи с этим при проектировании корпуса необходимо согласовать его размерения и водоизмещение с характеристиками разрыхлителя: мощностью и частотой вращения вала. Другими словами, характеристики грунтозаборного устройства и его привода должны быть приняты в зависимости от главных размерений корпуса снаряда.

Влияние главных размерений земснаряда на амплитуду качки проявляется по-разному в зависимости от частоты возмущающего усилия. Важно, чтобы частота изменения возбуждающих качку усилий резания отличалась от n_a и n_ψ как минимум на 30%. При этом следует иметь в виду, что увеличение частоты вращения вала разрыхлителя при заданной мощности привода, с одной стороны, способствует снижению возмущающего усилия P_p , а с другой — может приблизить систему к условиям резонансной качки, сопровождающейся интенсивным возрастанием усилий в связях корпуса и узлах крепления рамы грунтозаборного устройства.

Динамические усилия в узлах сочленения рамы грунтозаборного устройства с корпусом, а также усилия в шарнирах крепления рамоподъемной фермы к корпусу определяют в зависимости от массы рамы и ускорения перемещений при качке, которое зависит от значения и частоты колебания силы резания, водоизмещения и размерений земснаряда.

По результатам расчета первого приближения вибрации, качки и прочности принимают принципиальные конструктивные решения рамоподъемного устройства, определяют основные характеристики привода грунтозаборного устройства и размерения корпуса земснаряда.

§ 79. Особенности проектирования корпусных конструкций и надстроек

При проектировании корпусов земснарядов должны быть прежде всего выполнены требования нормативных материалов для транспортных судов. Основными документами, регламентирующими остойчивость, прочность и уровень вибрации, являются Правила классификации и постройки стальных судов внутреннего плавания Речного Регистра РСФСР.

Для речных земснарядов, имеющих относительно малое отношение H/L , как правило, принимается поперечная система набора. Поперечный набор обеспечивает большую местную жесткость корпуса и лучшим образом воспринимает сосредоточенные нагрузки от грунтозаборного, рамоподъемного и свайного устройств, а также при посадке судна на мель.

Действие динамических нагрузок приводит к разрушениям элементов конструкций и возникновению трещин, пластическим деформациям пластин. Эти разрушения, как правило, обусловлены усталостью материала и начинаются с мест концентрации напряжений. Для снижения динамических напряжений необходимо исключить возможность резонансных явлений в рабочих режимах.

Во избежание резонансных явлений при общей вибрации корпуса в ряде случаев целесообразно набор его средней части выполнять по продольной системе. Переход к продольной системе должен быть обоснован расчетами. Размеры продольных и поперечных связей, а также минимальная толщина наружной обшивки, палубного настила и т. п. определяются расчетом общей продольной и местной прочности и принимаются в соответствии с Правилами Речного Регистра РСФСР.

Набор борта земснаряда, как правило, поперечный. Причем рамные шпангоуты устанавливаются не реже чем через три шпации. При высоте борта свыше 2 м на высоте $1/3H$ от днища должен быть установлен бортовой стрингер 2, а также один или два привальных бруса 1, имеющих такую же жесткость, как стрингер (рис. 175).

В прорезях корпуса для рамы грунтозаборного устройства и свайного аппарата стенки должны иметь поперечный набор. Причем в местах упоров для рамы грунтозаборного устройства нужно установить усиленные рамные шпангоуты. При наличии вырезов в корпусе за транцевой переборкой прорези следует сделать внутренние продольные переборки, являющиеся продолжением стенок прорезей 1. Продольные переборки должны заканчиваться на поперечной переборке 3 фигурной сгонной кницей 2, доходящей до рамного шпангоута (рис. 176). Продольные переборки изготовляют по поперечной системе набора.

В местах установки оперативных лебедок, под опорами ферм и якорных устройств предусматривают усиление палубного набора и увеличивают толщину листов палубного настила. Соединение утолщенных листов с основным палубным настилом выполняют со скосом кромок до толщины тонкого листа. Аналогично осуществляют местные усиления обшивки корпуса в местах соединения с рамоподъемным коп-

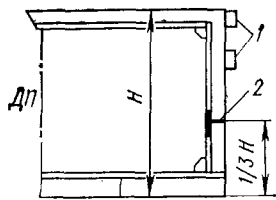


Рис. 175. Схема установки стрингера и привального бруса

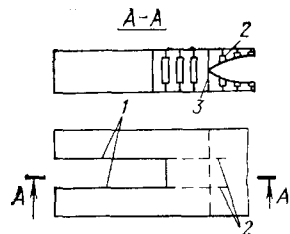


Рис. 176. Устройство продольных переборок

ром и сваеподъемными фермами, а также с цапфами подвеса рамы грунтозаборного устройства. Вырезы в корпусе и подкрепления связей необходимо выполнять в соответствии с действующими отраслевыми стандартами.

В процессе эксплуатации наблюдаются случаи пробоя корпуса рабочими якорями или сошедшей с нижнего барабана черпаковой цепью. Для снижения вероятности пробоев корпуса в районе установки пиллонажных блоков и в прорези следует предусматривать утолщенную обшивку днища и борта. Днищевую обшивку заделывают заподлицо с вертикальной стенкой прорези.

Во избежание затопления земснаряда при повреждениях корпуса отсеки в районе вырезов делают герметичными. Для землесосов герметичным должен быть выполнен отсек в корпусе, по которому проходит всасывающий грунтотвод. Количество и места установки герметичных дверей определяют на основании расчетов устойчивости и плавучести при затоплении одного из носовых отсеков.

Флоры и кильсоны под грунтовым насосом не должны иметь голубниц, чтобы не было растекания по корпусу жидкости, просачивающейся через неплотности в соединениях и при разборке насоса.

От жесткости корпуса зависит частота его свободных колебаний. Для исключения резонансных явлений при высоте борта, ограниченной по условиям осадки земснаряда, в ряде случаев целесообразно сделать прочную надстройку. Наряду с элементами связей корпуса она участвует в работе общего изгиба корпуса, повышает его жесткость.

Целесообразность проектирования прочной надстройки устанавливается расчетом. Ее следует делать прочной в том случае, когда увеличение жесткости за счет набора палубы корпуса ведет к большим затратам металла.

Для включения надстройки в работу общего изгиба необходимо, чтобы ее продольные стенки опирались, как минимум, на три поперечные переборки корпуса и были надежно перевязаны с ними (рис. 177). Стенки надстройки 3 перевязывают с поперечными переборками 1 развитыми кницами, установленными в плоскости стенок надстройки. Если надстройка по условиям планирования трюма опирается только на две поперечные переборки, то для включения ее в работу общего изгиба необходимо предусмотреть в корпусе установку дополнительных полупереборок 2.

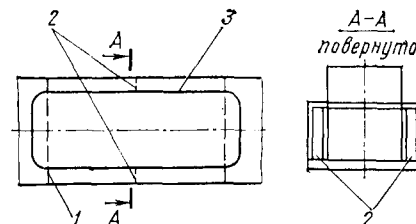


Рис. 177. Установка дополнительных полупереборок при короткой надстройке

Прочную надстройку целесообразно выполнять по смешанной системе набора: палубу — по продольной, стенки — по поперечной. Палуба и стенки по возможности должны быть непрерывными без выступов и уступов. Поперечный набор надстройки следует совмещать с набором корпуса. Для снижения напряжений в местах их концентрации концы надстройки должны иметь скругления. В этих местах на 20%

должна быть увеличена толщина палубного стрингера. Длина утолщенного участка стрингера под надстройкой должна быть не менее половины ее высоты h_n , а за поперечной переборкой надстройки — более $0,25h_n$. Оконные и дверные проемы в надстройках выполняют округленными радиусом, равным одной четверти длины меньшей стороны.

Вертикальные и наклонные связи черпаковой башни имеют большую длину. Ввиду того, что они работают на сжатие и растяжение, необходимо обеспечить их устойчивость. Обычно несущие связи черпаковой башни проходят через палубу до днища. Их перевязывают с днищевым и палубным набором. Опоры рамоподъемной фермы могут оканчиваться у палубы. В этом случае в корпусе должны быть установлены жесткие связи палубы с днищем, пиллерсы или поперечные переборки.

Привальное устройство земснаряда воспринимает значительные нагрузки от ударов шаланд и поэтому его следует включать в общую прочность корпуса. Конструкцию привального устройства земснаряда и шаланды необходимо согласовать. Поскольку осадка шаланды в процессе погрузки изменяется, конструкция привального бруса земснаряда может быть выполнена многорядной.

Легкие надстройки должны быть полностью исключены из работы общего изгиба корпуса, например, установкой в них расширительных соединений.

§ 80. Особенности проектирования рамы грунтозаборного устройства

Рама грунтозаборного устройства и узлы ее подвеса в общем случае должны быть рассчитаны на прочность, жесткость и вибрацию. Рама грунтозаборных устройств земснарядов имеют значительную длину (до 30 м и более) и воспринимают большие нагрузки от собственного веса и усилий, создаваемых приводом грунтозаборного устройства. Ввиду этого в ее сечениях и узлах подвеса к корпусу или к черпаковой башне возникают довольно значительные изгибающие и крутящие моменты, перерезывающие и осевые усилия.

Рама грунтозаборных устройств многочерпаковых земснарядов и землесосных снарядов с механическими разрыхлителями подверже-

ны действию динамических нагрузок, которые зависят от типа и характеристик грунтозаборного устройства и технологического режима разработки грунта.

Схему расчета рамы на прочность выбирают в зависимости от схемы расчета рамоподъемного устройства в рабочем положении, соответствующем максимальной глубине разработки грунта. После предварительного определения размеров сечения рамы проверяется прочность рамы для положений, соответствующих наибольшему натяжению каната рамоподъемного полиспаста.

Для землесосного снаряда с уширенным всасывающим наконечником необходимо проверить прочность рамы для случая, когда один конец всасывающего наконечника уперт и лежит на грунте, а канаты полиспаста рамоподъемной лебедки ослаблены. Усилия в канатах оперативных лебедок следует принимать равными их номинальным значениям.

Прочность рамы рассчитывают в двух плоскостях: в вертикальной — как двухопорную балку, с шарнирными опорами в узле подвеса и полиспаста, и в горизонтальной — как балку, защемленную в узле верхнего подвеса. При расчетах следует учитывать эксцентричность приложения нагрузок, возникающих при работе грунтозаборного устройства и вызывающих скручивание рамы.

При расчете прочности рамы многочерпакового земснаряда нужно принимать во внимание натяжение провисающей ветви черпаковой цепи и вызываемое им натяжение в рабочей ветви цепи.

По результатам расчета нормальных и осевых сил, изгибающих и крутящих моментов строят эпюры этих нагрузок. Затем определяют наибольшие нормальные напряжения для наиболее опасных сечений как сумму напряжений от изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также напряжения от сжатия осевой силой P_z (см. рис. 173).

По результатам расчета перерезывающих сил и крутящих моментов рассчитывают суммарные касательные напряжения, вызываемые этими нагрузками. Суммарные напряжения вычисляют с учетом действия нормальных и касательных напряжений.

Для многочерпаковых снарядов и землесосов с механическими разрыхлителями необходимо рассчитать раму на жесткость. Недостаточная жесткость вследствие деформаций рамы может вызвать значительные потери энергии на трение и повышенный износ деталей сочленения цепи, подшипников вала фрезы и т. п.

Для уменьшения деформации рамы при изгибе и снижения напряжений в прорези корпуса для рамы устанавливают упоры. Зазор между упором и ненагруженной рамой не должен превышать допустимую деформацию рамы (стрелу прогиба). Поскольку рама подвержена действию нормальных и касательных напряжений (изгиба, сжатия, растяжения, сдвига, кручения), поперечное сечение ее целесообразно выполнять коробчатым. В ряде случаев у землесосных снарядов раму делают из трубы.

Для облегчения конструкции рамы, обеспечения нормального подтока и вытекания воды при ее погружении и подъеме в горизонтальных

стенках предусматривают вырезы. Устойчивость стенок рамы обеспечивается установкой диафрагм, подкрепляющих ребер и книц. В местах установки рамоподъемного полиспаста раму следует укрепить дополнительно.

ГЛАВА 10

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ДНОУГЛУБЛЕНИЯ

§ 81. Управление процессом грунтозабора и контрольно-измерительные приборы

Управление процессом грунтозабора при работе земснаряда осуществляется с центрального пульта управления, установленного в багермейстерской рубке. На самоходных земснарядах багермейстерскую и ходовую рубки обычно совмещают. В такой рубке находятся пульты управления ходом судна, рабочим процессом дноуглубления и энергетической установкой.

В процессе дноуглубления оператор наблюдает за режимом работы большого числа механизмов, обеспечивающих процесс грунтозабора (разрыхлительным устройством, грунтонасосной установкой, оперативными лебедками, концевым понтоном, свайным аппаратом, швартовными лебедками и т. п.), управляет ими и энергетической установкой, руководит действиями команды на палубе и следит за движением проходящих транспортных судов.

Поэтому пост управления располагают так, чтобы, не покидая рабочего места, оператор мог управлять работой всех машин и механизмов и иметь хороший обзор не только окружающей акватории, но и значительной части палубы, где размещены оперативные лебедки. С этой целью стенки рубки выполняют остекленными по всему периметру.

Рубку следует устанавливать в узлах колебания корпуса для снижения неблагоприятного воздействия вибрации от работающих механизмов на организм человека и точность показаний приборов контроля и автоматики. Для передачи распоряжений в любую часть земснаряда, в том числе на концевой понтон и мотозавозню, в рубке предусматривают телефон и внешние мегафоны. Для связи с проходящими судами в рубке устанавливается ультракоротковолновая (УКВ) рация.

Основными технологическими параметрами, характеризующими режим разработки грунта, являются следующие: толщина снимаемого слоя грунта, глубина разработки грунта, ширина траншеи или поперечной ленты, скорость движения черпаковой цепи или частота вращения механического разрыхлителя, скорость рабочих перемещений.

Технологический режим работы земснаряда задается и контролируется оператором из рубки при помощи приборов. Важнейшими из них на землесосных снарядах являются: вакуумметр и манометр, по-

казывающие соответственно разрежение во всасывающей и давление в нагнетательной частях трубопровода. По соотношению показаний этих приборов для конкретной грунтонасосной установки косвенно оценивается концентрация гидросмеси, засоренность колосниковой решетки грунтоприемника и режим работы грунтонасосной установки.

Повышенные показания вакуумметра по сравнению с допустимыми по норме указывают на засоренность грунтоприемника или высокую концентрацию гидросмеси. При снижении подачи грунтового насоса наблюдается понижение давления в нагнетательном трубопроводе, о чем судят по показаниям манометра.

Устойчивый режим грунтозабора и гидротранспорта с высоким насыщением обеспечивается при вполне определенном сочетании в показаниях этих приборов, которое поддерживают изменением скорости рабочих перемещений снаряда.

Скорость вращения фрезы или верхнего черпакового барабана, а также выбирания каната измеряют при помощи скоростемеров. Датчиком импульсов для них является тахогенератор постоянного тока, а указателем — вольтметр или миллиамперметр, шкала которого проградуирована в единицах скорости. Тахогенератор в зависимости от назначения прибора крепят: к валу фрезы или верхнего барабана или к ролику, катящемуся по выбираемому канату [57].

Длину каната, выбранного на барабан лебедки, измеряют приборами, основу которых составляют сельсины. Сельсин-датчик получает вращение от ролика, катящегося по выбираемому канату. Синхронно с ним вращается ротор сельсина-приемника, на оси которого укреплен стрелка. Шкала прибора проградуирована в метрах.

На этом же принципе основана работа приборов, указывающих положение рамы грунтозаборного устройства земснаряда относительно ее оси вращения. При помощи таких приборов устанавливают глубину опускания грунтоприемника землесосного и многочерпакового снарядов, а также положение штанги (черпака) относительно границы прорези при работе одночерпакового штангового земснаряда. Сельсин-датчик закрепляют на оси вращения рамы грунтозаборного устройства.

Глубину опускания грунтоприемника на самоотвозных землесосных снарядах определяют при помощи пневмоэлектрических датчиков давления, закрепленных на грунтоприемнике. Эти приборы позволяют исключить ошибки, вызванные изменением осадки земснаряда.

На пультах управления многочерпаковых земснарядов вместо манометра и вакуумметра предусматривают указатель количества черпаков, проходящих через верхний барабан в единицу времени. Указателем является электроимпульсный счетчик, состоящий из электромагнитного реле и счетного механизма. Датчиком импульсов служит замыкатель с приводом от диска с нажимным выступом, закрепленным на валу верхнего черпакового барабана.

О нагрузке черпакового электродвигателя, двигателей фрезерного разрыхлителя и оперативных лебедок судят по показаниям амперметров, установленных в цепях управления электроприводом. По си-

ле тока в цепи якоря (ротора) косвенно оценивают крутящий момент на валу привода и тяговое усилие, развиваемое лебедками.

Пульты управления современных земснарядов оборудуют эхолотами. Они предназначены для определения глубины и профиля дна в процессе разработки прорези. Датчики эхолотов устанавливают по всей ширине корпуса земснаряда, что позволяет получить запись рельефа дна.

Процесс управления земснарядом, основанный лишь на показаниях вакуумметра и манометра, не обеспечивает возможности работы снаряда с оптимальной производительностью, поскольку между вакуумом во всасывающем и давлением в нагнетательном трубопроводах, скоростью движения и концентрацией гидросмеси отсутствует четкая закономерность. Поэтому в системах управления работой землесосов, помимо названных приборов, находят применение грунтомеры (консистомеры), сломеры, расходомеры.

Грунтомер — это прибор, указывающий процентное содержание грунта в гидросмеси. Известно много грунтомеров, которые можно классифицировать по принципу работы. Одни из них основаны на взвешивании определенного объема гидросмеси, другие — на определении разности давления в различных точках трубопровода, третьи — на измерении некоторых физических величин: токопроводимости или сопротивления, прозрачности (фотоэлектрическим способом), поглощения гидросмесью гамма-лучей. Существует грунтомер, принцип действия которого основан на измерении осадки понтона при изменении концентрации гидросмеси [16].

Действие грунтомера, работающего по принципу разности давления, основано на измерении давления в различных точках внутренней части наклонно или вертикально расположенного корпусного трубопровода: чем больше разница давлений, тем больше концентрация гидросмеси. Недостатком указанного прибора является то, что он показывает концентрацию гидросмеси в той части трубопровода, где установлены его датчики, а не ту, которую имеет в данный момент на всасывании. Тем самым их регулирующее воздействие в системе управления работой земснаряда запаздывает.

Высокую точность измерения концентрации гидросмеси обеспечивают гамма-грунтомеры (рис. 178).

Грунтомеры следует устанавливать на вертикальных участках трубопровода, где плотность распределения грунта в гидросмеси практически одинакова по сечению трубы.

Расходомеры (подачемеры) служат для измерения расхода гидросмеси в трубопроводе. По принципу действия различают:

расходомеры периодической оценки, осуществляемой визуально по форме траектории вытекающей струи гидросмеси, по скорости движения краски или солевого раствора (рис. 179);

расходомеры, основанные на гидравлическом методе измерения скорости с помощью диафрагм, насадок—суживающихся устройств;

электромагнитные расходомеры — основанные на законе электромагнитной индукции, в которых движущимся проводником является поток гидросмеси (рис. 180)).

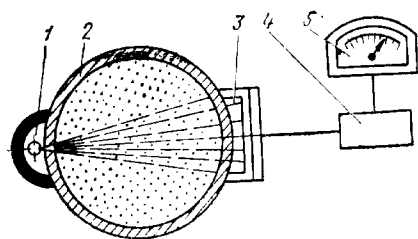


Рис. 178. Схема гамма-грунтомера:
1 — источник излучений в контейнере; 2 — грунтопровод; 3 — приемник излучений; 4 — усилитель; 5 — регистрирующий прибор

Измерение расхода и концентрации гидросмеси существенно осложнено наличием в потоке твердых взвешенных частиц.

Электромагнитные расходомеры дают высокую точность измерения, независимо от физических и химических свойств гидросмеси. Однако при наличии слоя осадка грунта в грунтопроводе вследствие уменьшения проходного сечения для основного потока гидросмеси показания прибора окажутся неверными.

В связи с этим такой прибор целесообразно размещать на вертикальном участке грунтопровода.

Показания грунтомера и расходомера в отдельности не позволяют судить о фактической производительности земснаряда и об эффективности его работы в данный момент. Производительность по грунту можно установить умножением концентрации гидросмеси на подачу насоса. Простейшим прибором, способным производить такое перемножение, является ваттметр. На этом же принципе основаны приборы, показывающие мгновенную производительность земснаряда по грунту. Показания прибора, измеряющего мгновенную производительность, суммируются электрическим счетчиком, который фиксирует суммарный объем грунта, извлеченного за определенный промежуток времени.

Система измерения (рис. 181) такого прибора состоит из магнитного расходомера 2, гамма-грунтомера 1, электронного модуля для подсчета производительности и объема извлеченного грунта. Все эти параметры регистрирует многоканальный самопишущий прибор 6 [71].

Магнитный расходомер и гамма-грунтомер включены в грунтопровод последовательно. Электрический сигнал расходомера пропор-

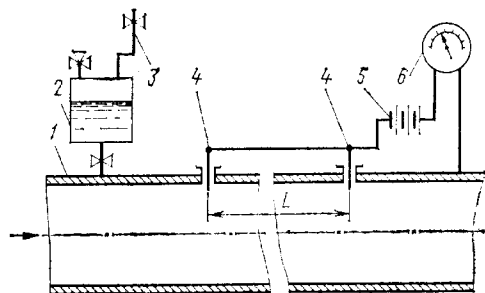


Рис. 179. Схема электросолевого способа определения скорости гидросмеси в грунтопроводе:

1 — грунтопровод; 2 — пневмогидробак; 3 — трубопровод от баллона сжатого воздуха; 4 — электроды; 5 — батарея; 6 — миллиамперметр

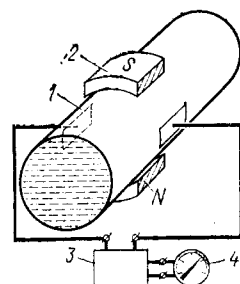


Рис. 180. Схема электромагнитного расходомера:

1 — грунтопровод; 2 — электромагнит; 3 — усилитель; 4 — миллиамперметр

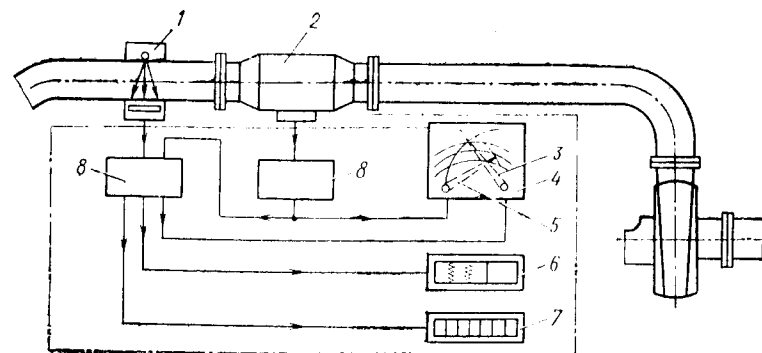


Рис. 181. Прибор для определения производительности земснаряда

ционален скорости гидросмеси, а сигнал грунтомера — содержанию грунта в гидросмеси. Эти сигналы проходят через преобразователь 8 и фиксируются указателями 3 и 5 прибора 4.

Произведение этих двух сигналов дает третий сигнал, пропорциональный производительности по грунту. Производительность определяют по шкале прибора 4 в точке пересечения указателей 3 и 5. Путем интегрирования сигнала производительности по времени получают объем извлеченного грунта, который регистрируется самопишущим прибором 6 и сумматором 7. По показаниям прибора 4 оператор регулирует режим работы земснаряда.

§ 82. Технология работы земснарядов

Технологический процесс дноуглубления включает в себя ориентацию земснаряда на разрабатываемом участке прорези, управление процессом рыления, забора и транспортирования грунта.

Из-за изменения толщины снимаемого слоя грунта вследствие неровностей дна и неоднородности состава грунта постоянно нарушается соответствие между процессами грунтозабора и транспортирования грунта. Поэтому управление земснарядом заключается в установлении и поддержании вполне определенного сочетания параметров, характеризующих процесс дноуглубления, при которых достигается наивысшая в данных условиях производительность и, следовательно, минимальная себестоимость кубометра извлекаемого грунта.

Поддержание устойчивого режима грунтозабора и гидротранспорта оценивается по стабильности в показаниях ряда приборов и прежде всего по тому, показания которого в наибольшей степени характеризуют фактор, лимитирующий производительность снаряда. Такими факторами могут быть: грунтозабор или гидротранспорт, а у многочерпаковых снарядов — динамические нагрузки или условия опораживания черпаков.

Всю совокупность параметров, характеризующих процесс управления земснарядом при дноуглублении, можно разделить на исходные,

Параметры	Значение параметра при толщине снимаемого слоя грунта, м					
	<0,45	0,5	0,6	0,7	0,96	1,0
Подача, м	1,0	0,80	0,65	0,55	0,50	0,5
Частота опораживания черпаков, черп./мин	18	16	15	16	17	20
Скорость рабочего перемещения, м/мин	8	8	8	8	8	8
Производительность по грунту, м ³ /ч	220	190	180	190	210	240
Потребляемая мощность, кВт	31—43	28—53	27—66	28—74	30—77	33—82
Амплитуда динамических нагрузок, кН·м	14	40	66	74	66	58

определяют ширину продольной или поперечной траншеи, площадь их сечения, а далее путем вариантных расчетов для различных толщин снимаемого слоя грунта и скорость рабочих перемещений.

§ 83. Системы автоматизации рабочего процесса землесосных снарядов

Технологический процесс дноуглубления является нестационарным. Он характеризуется большим числом переменных параметров и сложным алгоритмом управления, который изменяется в зависимости от внешних условий: физико-механических свойств грунта, толщины снимаемого слоя, неровностей дна, глубины извлечения грунта, скорости течения, силы ветра и др.

При высокой энерговооруженности современных земснарядов, насыщенности их большим числом систем автоматизации и приборов контроля оператор не в состоянии обеспечить высокое качество управления процессом дноуглубления, что ведет к снижению производительности земснаряда. Качество управления возможно повысить внедрением на земснарядах комплексной автоматизированной системы управления технологическим процессом дноуглубления — АСУ ТП [28]. Такая система должна включать объект управления — земснаряд, электронную управляющую машину и устройство связи с объектом. Функции оператора при этом заключаются в постановке и корректировке целей и критериев управления, в творческом поиске путей достижения поставленных целей. Он осуществляет также ручное управление земснарядом при аварийных ситуациях.

Применение управляющей машины позволит увеличить число одновременно регулируемых параметров, осуществить сложные законы управления и поиск оптимального режима работы земснаряда с максимально возможной в данных условиях производительностью.

Производительность регулируется при этом изменением скорости рабочего перемещения земснаряда и лимитируется: условиями грунтозабора, всасывающей или транспортирующей способностью грунтонасосного комплекса. Система управления процессом дноуглубления должна изменять скорость рабочего перемещения так, чтобы параметры, лимитирующие производительность, не достигали предельно допустимых значений, но были близки к ним. При этом достигается

расчетные и варьируемые в процессе эксплуатации снаряда. Исходными технологическими параметрами являются толщина снимаемого слоя грунта и глубина его извлечения, определяемые по плану перека. Расчетные параметры характеризуют способ рабочих перемещений земснаряда — траншейный или папильонажный. При траншейном способе ими являются заглубление грунтоприемника в грунт при заданной ширине траншеи и ширине его зева; при папильонажном — подача и частота опораживания черпаков. Основным варьируемым параметром в процессе дноуглубления является скорость рабочего перемещения земснаряда, обеспечиваемая оперативными лебедками.

В процессе дноуглубления технологический режим работы земснаряда устанавливается вахтенным начальником (оператором) в соответствии с технологическим графиком или технологической картой в зависимости от толщины снимаемого слоя и рода грунта.

Общий принцип построения технологического графика (рис. 182) заключается в том, что в зависимости от толщины снимаемого слоя для данных земснаряда и производительности устанавливают наиболее целесообразные подачу, заглубление грунтоприемника в грунт и скорость рабочего перемещения. При этом стремятся получить возможно большую производительность земснаряда по грунту и одновременно снизить объем грунта, извлекаемого ниже проектного дна. Наибольшая производительность достигается при благоприятных условиях грунтозабора, когда грунтоприемник погружен в грунт на достаточно большую глубину и перемещается с минимальной скоростью. При этом, однако, объем грунта, извлекаемого ниже проектного дна, оказывается весьма значительным, что увеличивает время работы земснаряда на перекае.

Поэтому при дноуглублении оптимальным следует считать такое соотношение технологических параметров, при которых время на разработку перекаеа оказывается минимальным.

Пример расчета технологических параметров и режимов работы многочерпакового земснаряда, оснащенного цепью с черпаками вместимостью 0,27 м³, при разработке суглинков представлен в виде технологической карты в табл. 11.

При составлении технологических карт для земснарядов прежде всего следует выявить фактор, лимитирующий производительность по грунту, и определить ее значение. В зависимости от производительности, типа грунтоприемника и способа рабочих перемещений

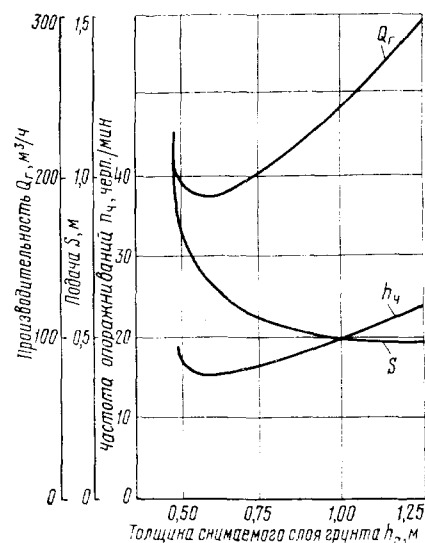


Рис. 182. Технологический график работы многочерпакового снаряда

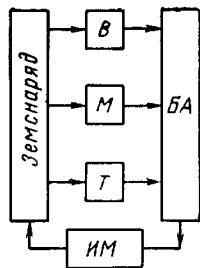


Рис. 183. Система автоматического регулирования работы земснаряда «Волга»

максимально возможная в данных условиях производительность снаряда.

Известные системы регулирования производительности землесосных снарядов основаны на принципе изменения скорости рабочего перемещения в зависимости от сигналов трех-четырёх датчиков, характеризующих режим грунтозабора и гидротранспорта. Основными датчиками их являются: манометр, вакуумметр, тягомер оперативных лебедок, измеритель толщины слоя грунта в нагнетательном трубопроводе, грунтомер и расаходомер.

Система «Волга» представляет бесконтактное устройство, непрерывно регулирующее скорость рабочего перемещения земснаряда по траншее таким образом, чтобы транспортирующая способность грунтонасосного комплекса или тяговое усилие в канате носовой лебедки были близки к предельно допустимым значениям. Для этого в системе предусмотрены два независимых контура пропорционального регулирования скорости выгибания каната в зависимости: от силы тока в якоре двигателя, значение которого практически пропорционально тяговому усилию лебедки; от нагрузки гидротранспорта.

Степень загрузки по условиям гидротранспортирования оценивают по соотношению потерь напора во всасывающей и напорной частях трубопровода. Датчиками системы (рис. 183) являются потенциометры вакуумметра B и манометра M , а также амперметр (тягомер) лебедки T . Сигналы от датчиков поступают в блок автоматики $БА$, в котором они сравниваются с допустимыми значениями. Импульс разности сигналов выдается в цепь управления исполнительного механизма ($ИМ$) — лебедки, которая, изменяя скорость рабочего перемещения, воздействует на режим работы земснаряда как объект регулирования.

Система «Слой» построена на принципе сравнения фактических падений напряжения в потенциометрах: вакуумметра, тягомера и слоемера с предельными их значениями, которые задаются соответствующими потенциометрами.

Сигналы разности фактических и заданных значений напряжений потенциометров (слоя, усилия и вакуума) передаются в блок обработки информации, на выходе которого появляется сигнал, пропорциональный наибольшему разностному сигналу. Этот сигнал поступает в блок регулирования электропривода лебедки (исполнительный орган), которая изменением скорости рабочего перемещения воздействует на земснаряд, как объект регулирования.

Кроме систем «Слой» и «Волга», существуют и другие системы регулирования производительности. Несмотря на различие в структуре, все они по существу реализуют один и тот же принцип: выявление фактора, лимитирующего в данный момент производительность и ведение технологического процесса по предельно допустимому значению параметра, характеризующего этот фактор. В качестве показателей ограничения по грунтозабору и по всасывающей способности в них берутся

соответственно натяжение каната оперативной лебедки и разрежение во всасывающем трубопроводе.

Системы регулирования производительности различаются лишь третьим параметром, характеризующим гидротранспортирующую способность грунтонасосного комплекса. В качестве таких параметров принимают: концентрацию гидросмеси, производительность по грунту, подачу насоса по гидросмеси, давление или слой осадка в напорном трубопроводе. Однако эти параметры по-разному могут характеризовать гидротранспортирующую способность грунтонасосного комплекса.

Концентрация гидросмеси не может быть принята в качестве основного регулируемого параметра, поскольку между нею и производительностью отсутствует однозначная зависимость. Однако этот параметр обладает наиболее благоприятными динамическими свойствами — меньшее время запаздывания сигнала в сравнении с сигналами расходомера, слоя осадка и давления. Это обстоятельство делает целесообразным использование сигнала грунтомера в качестве вспомогательного регулируемого параметра в системе управления технологическим процессом дноуглубления.

Подача грунтового насоса по гидросмеси практически линейно зависит от плотности, поэтому максимум производительности по грунту соответствует узкому диапазону подачи — $(0,5—0,65) Q_v$ [61]. Отмеченные обстоятельства позволяют с достаточной точностью определять посредством расходомера предельную гидротранспортирующую способность грунтонасосного комплекса в различных условиях эксплуатации без корректировки заданного значения подачи.

Другим параметром, который можно использовать для оценки предельной гидротранспортирующей способности, является слой осадка грунта в трубопроводе [11]. Грунт начинает откладываться в нижней части трубы при критической скорости. Анализ показывает, что высота слоя осадка, соответствующая максимуму производительности по грунту, практически не зависит от условий эксплуатации землесоса.

Давление в напорном трубопроводе, соответствующее предельной гидротранспортирующей способности грунтонасосного комплекса, может быть различно и не пригодно в качестве основного регулируемого параметра.

Производительность земснаряда по грунту определяется условиями грунтозабора, всасывания и гидротранспортирующей способностью грунтонасосной установки. Она может быть вычислена как произведение концентрации p гидросмеси на подачу $Q_{см}$ насоса. Произведение p и $Q_{см}$ в зависимости от технологических параметров работы — случайная величина, отличающаяся от максимально возможной в данных условиях эксплуатации снаряда. Поэтому системы автоматического управления, основанные на стабилизации производительности, не дают каких-либо преимуществ по сравнению с системами стабилизации, концентрации и подачи насоса по гидросмеси.

Сигнал по производительности целесообразно использовать не в обычной системе стабилизации режима работы снаряда, а в самона-

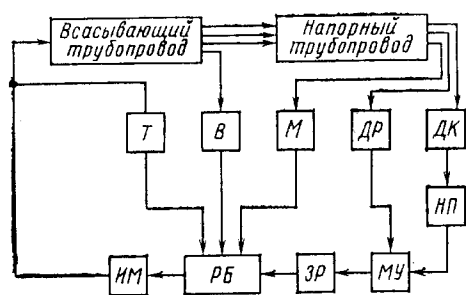


Рис. 184. Структурная схема автоматической оптимизации работы земснаряда

страиваемой системе экстремального регулирования.

Самонастраиваемая система может осуществлять автоматический поиск максимума производительности в различных условиях эксплуатации снаряда. В такой системе необходимо применение электронных вычислительных устройств.

Система автоматической оптимизации (рис. 184) построена на принципе поддержания производительности по грунту $Q_{гр}$, оп-

ределяемой как произведение $\rho Q_{см}$. Основными датчиками в системе являются расходомер ДР и грануломер ДГ с нелинейным преобразователем. Информация от этих датчиков передается в мультипликативное устройство МУ, выходной сигнал которого, пропорциональный производительности по грунту $Q_{гр}$, поступает в экстремальный регулятор ЭР, подающий через релейный блок РБ импульс исполнительным механизмом ИМ — оперативным лебедкам.

Мощность этого импульса корректируется в релейном блоке РБ в зависимости от импульсов потенциометров: тягомера Т, вакуумметра В и манометра М. Анализ параметров грунтозабора и гидротранспорта может осуществляться на ЭВМ.

Рассмотренная система автоматизации рабочего процесса грунтозабора, гидротранспорта и рабочих перемещений землесосных снарядов в сочетании с автоматической системой ориентации на прорези являются составными элементами общей системы автоматизации земснарядов.

Помимо автоматизации названных систем, предусматривается автоматическое аварийное отключение основных рабочих механизмов при перегрузках, причем в определенной технологически целесообразной последовательности.

Комплексная автоматизация земснаряда должна обеспечивать автоматический пуск главных и вспомогательных двигателей, грунтового насоса, общесудовых механизмов, автоматическое управление вспомогательными операциями.

На земснарядах предусматривается система противоаварийных блокировок и сигнализации, исключающая возможность неправильных включений. Для этого необходимы местные выключатели на основных рабочих устройствах (лебедках, разрыхлителях), сблокированных с пультом в рубке.

Столь большой объем средств автоматизации позволяет перейти на автоматизированное управление рабочими процессами по заданной программе.

Попытка осуществить программное управление работой земснаряда с полной автоматизацией его рабочих перемещений была сделана на серийных свайно-якорных землесосных снарядах проекта 23-12 производительностью 1000 м³/ч, [6].

§ 84. Автоматизация рабочего процесса многочерпаковых снарядов

Известные системы автоматического регулирования режимов работы многочерпаковых снарядов построены так, что обеспечивают стабилизацию мощности черпакового привода одним из двух методов: на основе постоянства мощности ($P = \text{const}$) или крутящего момента ($M = \text{const}$) на валу двигателя [80, 57]. Первая из них обеспечивает постоянство мощности при увеличении нагрузки путем снижения частоты $n_{дв}$ вращения якоря двигателя черпакового привода и, наоборот, в соответствии с зависимостью $n_{дв} = P/2\pi M = \text{const}/M$. Вторая система автоматического регулирования позволяет стабилизировать движущий момент черпакового двигателя за счет изменения скорости $v_{п}$ рабочего перемещения земснаряда при неизменной скорости движения цепи. Скорость движения черпаковой цепи задают в зависимости от условий опораживания грунта из черпаков и динамичности нагрузок на привод цепи.

При регулировании привода по принципу постоянства мощности увеличение нагрузки ведет к снижению частоты вращения черпакового двигателя. При этом из-за снижения скорости движения цепи увеличивается ширина срезаемой стружки грунта. В результате возрастает амплитуда динамических нагрузок на привод, что приводит к еще более значительному снижению частоты вращения двигателя и, следовательно, снижению производительности снаряда. Как видно, качество регулирования при такой системе оказывается низким.

При стабилизации движущего момента ($M = \text{const}$), осуществляемого изменением скорости рабочего перемещения, с увеличением нагрузки уменьшается степень наполнения черпаков грунтом, что также ведет к снижению производительности.

Регулирование производительности по указанным принципам не является оптимальным, поскольку системы регулирования ($P = \text{const}$ и $M = \text{const}$) не обеспечивают достижения цели автоматизации технологического процесса работы многочерпакового земснаряда — получения наивысшей производительности в данных условиях эксплуатации.

Других систем автоматизации работы многочерпаковых снарядов пока не создано. Поэтому в порядке постановки задач при создании систем автоматизации рассмотрим факторы, лимитирующие производительность многочерпакового снаряда.

Производительность земснаряда может лимитироваться как по условиям грунтозабора или опораживания грунта из черпаков, так и максимально допустимым значениям амплитуды динамических нагрузок на привод черпаковой цепи и корпусные конструкции снаряда.

Производительность по грунтозабору равна произведению площади сечения разрабатываемой ленты на скорость рабочего перемещения снаряда. С другой стороны, производительность определяется условиями опораживания, зависящими от частоты опораживаний $n_{д}$, а или иная производительность земснаряда в конкретных условиях

эксплуатации соответствует вполне определенному соотношению скорости v_n рабочего перемещения и частоты n_q опораживания черпаков. В зависимости от этого соотношения изменяется ширина срезаемой стружки и степень наполнения черпаков грунтом, а в результате — амплитуды динамического усилия резания и нагрузок на привод черпаковой цепи и корпусные конструкции снаряда.

При определенном значении отношения v_n/n_q амплитуды динамических нагрузок могут достигать предельно допустимых значений по условиям вибрации и качки земснаряда. Поэтому отношение v_n/n_q может служить одним из контрольных параметров системы автоматического регулирования режимом работы снаряда. Однако само по себе это отношение не определяет возможности достижения наивысшей производительности снаряда, поскольку она зависит от абсолютных значений скорости v_n перемещения снаряда и частоты опораживания черпаков n_q . Поэтому вторым параметром оптимального регулирования производительности должна быть величина n_q , задаваемая оператором в зависимости от условий опораживания грунта из черпаков.

Регулирование режима работы в таком случае будет обеспечиваться изменением скорости рабочего перемещения снаряда, как и в случае регулирования по принципу «постоянства момента» на валу черпакового двигателя ($M = \text{const}$).

Для защиты от перегрузок механические характеристики электроприводов черпаковой цепи и оперативных лебедок должны иметь крутопадающую ветвь.

§ 85. Системы ориентации земснаряда на прорези

Ориентация землесосных снарядов на реке при разработке прорезей осуществляется визуально по продольным и поперечным створам (см. рис. 18) или при помощи приборов.

Неточная ориентация земснаряда в процессе рабочих перемещений вызывает необходимость выполнения повторных операций, что приводит к непроизводительным затратам времени. Поэтому в последние годы уделяется большое внимание проблеме точного и непрерывного определения местоположения земснаряда на прорези. Для этой цели применяются различные системы ориентации земснарядов: оптические, гидроакустические или радиотехнические, использующие электромагнитные волны [28, 29, 36, 71, 80].

Оптические системы, основанные на применении секстана или теодолита, не обеспечивают требуемой точности измерений, неудобны в эксплуатации и не позволяют непрерывно автоматически получать информацию.

Основным достоинством гидроакустических систем является полная независимость от каких-либо береговых станций. При помощи этих систем измеряют скорость передвижения земснаряда, а путем интегрирования — пройденное судном расстояние относительно дна водоема.

Гидроакустические навигационные системы (лаги) применяют для ориентации самоотвозных землесосов. Лаги этих систем позволяют

быстро и точно устанавливать даже малую скорость перемещения земснаряда относительно дна. С их помощью определяют поперечное движение земснаряда относительно оси прорези и необходимый угол поворота руля для поддержания правильного курса.

Работа гидроакустических систем ориентации основана на принципе Доплера, который заключается в том, что для неподвижного наблюдателя частота излучения источника увеличивается при его приближении и уменьшается при удалении. Изменение частоты импульса источника является прямой мерой скорости его движения.

Система состоит из блока преобразователя и цифровой вычислительной машины, связанной с электронным блоком индикатора. От пьезоэлектрического преобразователя (вибратора и усилителя) направляются ультразвуковые импульсы в воду по направлению ко дну под углом 30° к вертикали в сторону носа, кормы, правого и левого борта. Посланный импульс — узкий луч ($2-6^\circ$) отражается от дна и принимается тем же кристаллом, который его послал. Частота ультразвукового импульса изменяется при переходе от движущегося источника — преобразователя в воду и обратно. В преобразователе импульс усиливается и посылается в электронный блок индикатора ЭЦВМ, где обрабатывается. По разности частот посланного и отраженного импульсов движущегося судна определяют его скорость и пройденный путь.

Использование такой системы ориентации обеспечивает эффективный грунтозабор, точное измерение продольной и поперечной скоростей земснаряда относительно дна или, что то же самое, поддержание заданного курса при различных скоростях движения.

Радиотехнические средства ориентации находят наибольшее применение. Для получения точных измерений используют микроволновые системы прямого определения расстояния. Они могут работать на принципе сравнения прохождения импульса (как в случае радиолокации) или на основе сравнения фазы незатухающей волны.

Импульсные системы просты, имеют малые габариты. Однако им присущи трудноустраняемые недостатки: время запаздывания посланного сигнала на ведущей станции и в ответчике изменяется с течением времени в зависимости от температуры и силы сигнала. Для получения высокой точности необходимы импульсы с очень малым периодом. Поэтому точность импульсной системы ограничена и не может сравниться с аналогичными показателями фазовых систем, работающих по принципу несущей частоты.

Такие приборы определяют запаздывание по фазе между посланным и принятым сигналами. Благодаря тому, что можно использовать практически любую частоту модуляции, а фазы измерить с точностью выше 0,001, точность системы практически не ограничена.

Микроволновая система для прямого определения расстояния (местоположения судна), работающая на несущей частоте 3000 МГц с частотой модуляции 1,5 МГц, обеспечивает точность измерения ± 1 м [71]. Система состоит из двух береговых станций и двух ведущих — на судне. Имеется аппаратура слежения, которая автоматически направляет антенну на соответствующий пункт дистанционного управления

независимо от ориентации судна. Обработку данных выполняет ЭВМ.

На отечественных дноуглубительных снарядах применяются системы ориентации «Автоствор» и «Радиус» [80].

Структурная схема радиофазовой системы «Автоствор» представлена на рис. 185, а. На берегах или на плаву на линии поперечных створов устанавливаются задающая 1 и отражающая 2 радиостанции. Задающая радиостанция излучает непрерывно колебания с определенной частотой. Отражающая станция 2 принимает эти сигналы, преобразует их и выдает колебания с другой частотой. На земснаряде сигналы от станций 1 и 2 принимают и сравнивают их по фазе два радиоприемника.

Система «Автоствор» позволяет определять: отклонения грунтоприемника от оси траншеи, положение осей последовательно разрабатываемых траншей, а также прежнее местоположение земснаряда после ухода с прорези для пропуска транспортных судов.

В основу системы положен радиофазовый метод измерения расстояний. Оба радиоприемника работают на одну антенну, установленную над грунтоприемником земснаряда.

Сигналы судовых радиоприемников 3 поступают на индикатор траншей, представляющий фазоизмерительное устройство (фазометр), измеряющее изменение разности фаз, соответствующей разности расстояний l_1 и l_2 (рис. 185, б) от антенны земснаряда до передающих станций 1 и 2. Земснаряд должен перемещаться так, чтобы разность фаз оставалась неизменной. Для этого работа системы ориентации должна быть согласована с системой рабочих перемещений земснаряда. При отклонении от оси траншеи индикатор выдает сигнал на включение боковых лебедок 5 и 6, восстанавливающих заданное положение грунтоприемника. Положение грунтоприемника относительно оси траншеи можно контролировать по стрелочному прибору 4.

Прибор имеет две шкалы и две стрелки. Смещение земснаряда с траншеи на траншею соответствует полному обороту большой стрелки и повороту малой стрелки на 1/12 оборота, т. е. на одно деление. Тем самым большая стрелка показывает смещение с оси траншеи, а малая — номер траншеи.

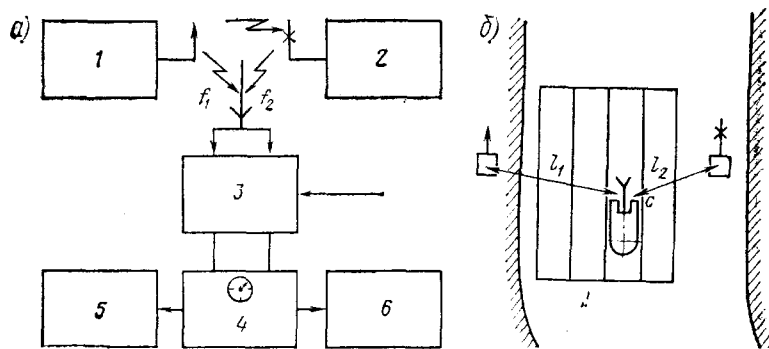


Рис. 185. Система ориентации земснаряда

Принцип работы системы «Радиус» основан на использовании гидроакустического и радиотехнического методов измерения расстояния. Расстояние измеряют по времени распространения ультразвука в воде от гидроакустического излучателя, размещенного на земснаряде до приемника на бье, установленного в точке с известными координатами. Обратная связь осуществляется при помощи ультракоротковолновой радиостанции, расположенной на бье, и приемника — на земснаряде.

Для ориентации свайно-якорных землесосных снарядов, рабочие перемещения которых осуществляются вокруг заколотой в грунт сваи, существуют приборы, основанные на принципе магнитного или гироскопического компаса. На кромке прорези происходит касание стрелки компаса с подвижным контактом. В этот момент подается импульс — команда оперативным лебедкам для изменения направления перемещения.

ГЛАВА 11

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ДНОУГЛУБИТЕЛЬНЫХ СНАРЯДОВ

§ 86. Техничко-экономические показатели

Критериями технического совершенства дноуглубительных снарядов как объекта производства и эксплуатации являются экономические показатели их работы: себестоимость содержания земснарядов, руб./сут; себестоимость 1 м³ грунта, извлекаемого и удаляемого за пределы судового хода, руб./м³; производительность труда одного члена экипажа земснаряда (всех судов, участвующих в технологическом процессе дноуглубления: земснаряд, шаланды, буксировщик шаланд, мотозавозня, брандвахта), м³/чел.; фондоотдача к основным средствам, м³/руб.

Показатели экономической эффективности находятся в прямой зависимости от условий эксплуатации и от технических характеристик снаряда и обслуживающих его судов: размерений снаряда, длины и ширины прорези, рода грунта, способа и дальности его транспортирования, а также характеристик для отвода грунта, способа и глубины его извлечения; технической производительности по грунту; типа и характеристик грунтозаборного и специальных устройств; мощности энергетической установки.

Основным экономическим показателем работы снаряда принято считать себестоимость извлечения и транспортирования кубометра грунта (руб./м³)

$$c = \mathcal{E}/V, \quad (187)$$

где $\mathcal{E}$ — сумма расходов на эксплуатацию земснаряда за год, руб.;
 V — объем грунта, извлекаемого и удаляемого за пределы судового хода за навигационный период, м³.

Расходы Э слагаются из затрат: на заработную плату членам экипажа и рацион бесплатного питания, отчислений на социальное страхование; топливо, смазку, материалы, малоценный и быстроизнашивающийся инвентарь; на амортизацию, на судоремонт и зимний отстой снаряда.

В суммарных затратах на эксплуатацию земснаряда за год весьма значительными оказываются так называемые распределяемые расходы. Эти расходы идут на содержание флота, обслуживающего земснаряд, изыскательских и теплотехнических партий, а также на содержание руководящего и технического берегового персонала в производственных и технических участках (ТУП), в бассейновых управлениях пути (БУП) и управлениях судоходных каналов (УК).

Объем грунта, извлекаемого земснарядом за навигационный период,

$$V = Q_T t_n k_n k_{\text{н}},$$

где Q_T — техническая производительность земснаряда по грунту, $\text{м}^3/\text{ч}$; t_n — продолжительность навигационного периода, ч; $k_{\text{н}}$ — коэффициент использования навигационного времени; k_n — средний за навигацию коэффициент использования земснаряда по производительности.

Производительность Q_T характеризует технические возможности земснаряда и достигается при оптимальных условиях разработки грунта и паспортных характеристиках земснаряда.

В процессе эксплуатации фактическая производительность земснаряда изменяется в весьма широких пределах в зависимости от конкретных условий работы, свойств и толщины снимаемого слоя грунта, его засоренности, глубины разработки, дальности транспортирования и т. п.

Отношение фактической производительности $Q_{\text{ф}}$ к технической Q_T называют отсчетным коэффициентом использования земснаряда по производительности [18].

$$k_{\text{н}} = Q_{\text{ф}}/Q_T. \quad (188)$$

При выдаче наряд-задания конкретные условия эксплуатации земснаряда учитывают, умножая техническую производительность на расчетный коэффициент $k_{\text{н}}$. Значение $k_{\text{н}}$ определяют по данным технической инструкции на производство дноуглубительных работ [18].

Важным фактором, способствующим повышению эффективности работы земснаряда, является рациональное использование времени пребывания его на плесе.

Навигационное время t_n земснаряда включает рабочее t_p , в течение которого извлекается грунт, время производственных $t_{\text{пр}}$, периодических $t_{\text{п}}$ и случайных $t_{\text{с}}$ остановок и время переходов (буксировок) t_6 земснаряда с одного объекта работы на другой:

$$t_n = t_p + t_{\text{пр}} + t_{\text{п}} + t_{\text{с}} + t_6. \quad (189)$$

Время на производственные и периодические остановки нормируется в зависимости от типа земснаряда [18].

Отношение $k_p = t_n/t_{\text{н}}$ называют коэффициентом использования навигационного времени. Согласно формуле (187) улучшение экономических показателей работы земснаряда может быть достигнуто увеличением объема грунта, извлекаемого за навигацию, или путем снижения годовых эксплуатационных расходов.

К мероприятиям, способствующим снижению эксплуатационных расходов, относятся: сокращение численности экипажа, снижение стоимости постройки снаряда, снижение энергетических затрат (расхода топлива), повышение надежности и долговечности машин и механизмов.

Сокращение численности экипажа обеспечивает не только снижение расходов на зарплату, но и увеличивает производительность труда ($\text{м}^3/\text{чел.}$). Сокращение численности экипажа может быть достигнуто за счет совершенствования оборудования центральных постов управления, механизации управления концевым понтоном, швартовных устройств, дистанционного управления и автоматизации работы машинами и механизмами машинного отделения и специальных устройств.

Снижение стоимости постройки снарядов обеспечивает уменьшение расходов на амортизацию и одновременно увеличивает экономический показатель — фондоотдачу ($\text{м}^3/\text{руб.}$). Стоимость постройки снижается при увеличении серии строящихся судов, унификации применяемого оборудования, материалов и т. п.

Для снижения стоимости постройки следует создавать снаряды технологичными в постройке, без излишеств, в строго специализированном исполнении, соответствующем виду предстоящих дноуглубительных работ. Снижения металлоемкости и стоимости снарядов можно добиться также, осуществляя рациональный выбор главных размеров и проектирование корпусных конструкций.

Энергетические затраты (расход топлива) можно снизить, повышая экономичность грунтонасосных установок, приводов грунтозаборных и специальных устройств, совершенствуя способы и средства отвода грунта и технологию дноуглубительных работ. Важное значение имеет рациональный подбор типов, мощности и числа двигателей энергетической установки, обеспечивающей работу механизмов земснаряда при низком удельном расходе топлива.

Интенсивный износ специального оборудования и их деталей: грунтового насоса, фрезерных разрыхлителей, черпаков и деталей их сочленения, черпаковых скатов, черпаковых барабанов, плавучих грунтопроводов ведет к значительным расходам на их ремонт. Повышение надежности и долговечности машин и механизмов способствует снижению затрат на судоремонт.

Значительные резервы имеются и в снижении распределяемых расходов. Так, строительство самоходных земснарядов со значительной автономностью плавания уменьшит потребность в судах-буксировщиках и в судах, снабжающих земснаряды топливом и продовольствием. Эксплуатационные расходы могут быть сокращены также за счет оснащения изыскательских партий быстроходными судами и совершенной техникой для промеров глубин.

Показатели экономической эффективности работы земснарядов не являются нормативными для всех бассейнов, поскольку условия эксплуатации снарядов в них оказываются различными. Различными оказываются эксплуатационные расходы и объем грунта, извлекаемый за навигацию, продолжительность которой по бассейнам неодинакова.

Увеличение объема грунта, извлекаемого снарядом за навигацию, может быть достигнуто путем совершенствования грунтозаборных устройств, грунтонасосных установок, средств для отвода грунта и специального оборудования, а также применения автоматизированных систем грунтозабора. В результате совершенствования способов и средств разработки грунта достигается увеличение коэффициента k_n и фактической производительности. В ряде случаев представляется возможным увеличить техническую производительность земснаряда.

Однако увеличение производительности земснарядов еще не означает, что при этом повышаются и экономические показатели их работы. Так, из-за относительно небольших объемов работ на отдельных перекатах увеличивается число объектов, обслуживаемых одним земснарядом. Это ведет к большим затратам времени на переходы снаряда с одного объекта работ на другой. Возрастает время на производственные остановки, связанные с установкой и сборкой каравана земснаряда при смене места работы. В результате снижается коэффициент k_b использования снаряда по времени.

Уровень работы технического и эксплуатационного персонала в конкретных производственных условиях оценивается коэффициентом эксплуатации $k_a = k_n k_b$, который учитывает использование земснаряда по времени и технической производительности. Очевидно, высокие экономические показатели работы могут быть достигнуты лишь при правильном подборе объектов работ для каждого типа земснарядов в соответствии с их технической характеристикой, а также при рациональном комплектовании снарядов вспомогательными и обслуживающими судами.

Увеличение коэффициента эксплуатации приводит к пропорциональному сокращению количества земснарядов, необходимых для выполнения заданного объема работ, к сокращению сметной стоимости обслуживания технического флота и к снижению себестоимости извлечения грунта. Сказанное, однако, справедливо в том случае, когда увеличение k_a достигнуто без дополнительных капитальных вложений, путем совершенствования технологии и организации дноуглубительных работ, повышения уровня технического обслуживания и сокращения непроизводительных затрат времени и т. п.

Если же k_a возрос за счет капитальных вложений в новое строительство или модернизацию, то экономическая эффективность технического решения должна быть определена по приведенной себестоимости c_n кубометра извлеченного грунта

$$c_n = c + E_n k_y, \quad (190)$$

где E_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений; k_y — удельные капиталовложения на строительство или модернизацию земснаряда, руб./м³.

В процессе создания или при модернизации земснаряда оптимальным является то решение, которому соответствует минимум приведенной себестоимости c_n для данных условий эксплуатации.

Важнейшим фактором эффективности работы земснаряда является степень использования навигационного времени. Рабочее время земснаряда можно увеличить оснащением снарядов двигателями, совершенствованием средств для рабочих перемещений, увеличением мощности средств для перекачки рабочих якорей, оснащением снарядов стрелами для перекачки этих якорей, применением самоуправляющихся плавучих и подвесных грунтопроводов, а также устройств для очистки грунтовых путей от засорения. Существенного эффекта следует ожидать от оснащения земснаряда совершенными средствами ориентации на прорези, средствами механизации ремонтных работ, системами дистанционного и автоматизированного управления машинами и механизмами.

Экономические результаты работы земснарядов оценивают также рядом частных показателей, характеризующих эффективность использования топлива, смазки, расхода материалов, зарплаты и средств на ремонт [3]. Частные показатели фактической экономической эффективности в сравнении с плановыми (нормативными) их значениями позволяют судить о причинах роста себестоимости кубометра извлеченного грунта, если они имеют место, а также позволяют установить имеющиеся достижения и недостатки в работе флота.

Эффективность работы дноуглубительного флота в значительной степени определяется принятой технологией производства дноуглубительных работ. Так, толщина полезно-снимаемого слоя грунта при ремонтном дноуглублении, как правило, невелика. В то же время для создания проектной глубины приходится заглублять грунтоприемник ниже проектного дна и извлекать дополнительный объем грунта. В связи с этим возрастает время разработки переката и износ оборудования.

Показатели оценки экономической эффективности работы земснарядов, принятые в настоящее время, не учитывают факторов, обеспечивающих уменьшение объема грунта, извлекаемого за счет переуглубления, и способствующих снижению затрат времени на разработку перекатов. Между тем уменьшение объема грунта, извлекаемого на перекате за счет переуглубления, позволит обеспечить гарантированные глубины судового хода меньшим числом земснарядов и тем самым снизить эксплуатационные расходы по флоту.

87. Основные направления совершенствования дноуглубительных снарядов

Технико-экономический анализ показателей работы дноуглубительного флота показывает, что до 1990 г. около 70% общего объема дноуглубительных работ будет выполняться ныне эксплуатируемыми серийными землесосными и многочерпаковыми снарядами, построенными по проектам, разработанным в 1960—1970 гг. С момента по-

стройки эти земснаряды подвергались модернизации, которая позволила привести морально устаревающий и физически изнашивающийся флот к современному техническому уровню и тем самым повысить его эффективность.

Бурное развитие техники при значительном сроке службы земснарядов обуславливает необходимость дальнейшего совершенствования их специального и энергетического оборудования и в перспективе.

Проблема повышения эффективности работы дноуглубительного флота решается разработкой новых принципов и средств для рыхления, извлечения и транспортирования грунта, совершенствования грунтонасосных установок, черпаковых устройств и средств для рабочих перемещений земснарядов. Разрешение этой проблемы требует комплексного подхода к рассмотрению широкого круга технических задач в их совокупности, поскольку совершенствование какого-либо одного элемента судна не дает желаемого экономического эффекта вследствие нарушения взаимосвязи в характеристиках установленного на судне оборудования в целом. Так, например, увеличение мощности грунтонасосной установки или привода черпакового устройства неизбежно увеличит нагрузку на средства для рабочих перемещений и корпусные конструкции, приведет к повышенному уровню шума и вибрации земснаряда. Поэтому мероприятия по увеличению производительности и мощности энергетической установки должны выполняться в соответствии с повышенными требованиями новых санитарных правил и правил Речного Регистра РСФСР.

Развитие мирового дноуглубительного флота идет по пути роста производительности и энерговооруженности земснарядов, повышения надежности и сроков службы оборудования. Достаточно сказать, что мощность энергетических установок наиболее крупных землесосных снарядов пока составляет более 10 МВт при мощности привода фрезерного разрыхлителя до 2 МВт. В настоящее время наибольшее распространение получают землесосные снаряды с фрезерными разрыхлителями. Очевидно, этот тип земснарядов будет широко использоваться и в будущем.

Современные земснаряды отличаются от своих предшественников улучшением архитектуры и удобством планировки помещений. Корпуса их выполняют значительно более жесткими и прочными по сравнению с ранее строящимися судами, более технологичными в постройке. Достаточно сказать, что современные земснаряды на 20% тяжелее аналогичных снарядов послевоенной постройки. Удлиненный корпус с достаточно высоким бортом и осадкой обеспечивает наиболее благоприятные сочетания вибрационных характеристик корпуса снаряда и действующих на снаряд ветро-волновых нагрузок и нагрузок от работающего специального оборудования.

Подвесные грунтопроводы, способствующие существенному снижению энергетических затрат на транспортирование грунта, и движители все чаще применяют на современных земснарядах. Земснаряды оснащают средствами комплексной механизации трудоемких технологических операций и ремонтно-профилактических работ, а

также средствами автоматизации управления технологическим процессом дноуглубления и ориентации на прорези.

Совершенствование дноуглубительных снарядов направлено на снижение себестоимости работ и повышение производительности труда экипажей. Высокие показатели обеспечиваются интенсификацией технологического процесса дноуглубления и увеличением мощности энергетических установок, совершенствованием специального оборудования, повышением износостойкости быстроизнашивающихся деталей специальных устройств.

Большое внимание уделяется вопросам стандартизации специального оборудования земснарядов. Эта работа ведется с учетом требований развития международной торговли и кооперации в производстве машин, агрегатов и сменно-запасных деталей и строительстве дноуглубительных снарядов. Объектами стандартизации являются общесудовые системы и их агрегаты, насосы, рабочие колеса к ним, черпаки и детали их сочленения, грунтопроводы, оперативные лебедки, разрыхлители и т. д. Стандарты на оборудование земснарядов разрабатываются с учетом требований защиты окружающей среды от загрязнений, а также от шума и вибрации, распространяемых земснарядами на значительное расстояние. Этой проблеме в настоящее время уделяется большое внимание. Решение этих проблем, на разрешение которых расходуются значительные материальные и финансовые средства, координирует Международная организация по стандартизации (ИСО).

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СУДА ТЕХНИЧЕСКОГО ФЛОТА. ПЛАВУЧИЕ КРАНЫ, ДОКИ И НЕФТЕСТАНЦИИ

ГЛАВА 12

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СУДА ТЕХНИЧЕСКОГО ФЛОТА

§ 88. Грунтоотвозные шаланды

Разнообразие извлекаемых грунтов и условий производства дноуглубительных работ определили некоторые особенности конструктивного исполнения грунтоотвозных шаланд. В зависимости от способа разгрузки различают шаланды с глухими трюмами и саморазгружающиеся (с откидными днищевыми дверцами, опрокидывающиеся, кренящиеся, раскрывающиеся).

С приданием дноуглубительным снарядам самоходности грунтоотвозные шаланды стали оснащать собственными движителями. Большая часть их имеет дизельную энергетическую установку, обеспечивающую по сравнению с несамоходными шаландами более высокие экономические показатели. Несамоходные шаланды для вождения их способом толкания оборудуют специальными устройствами. В зависимости от разряда внутренних водных путей шаланды подразделяют на озерные и речные.

Вместимость грунтового трюма шаланды рассчитывают исходя из часовой производительности снаряда и затрат времени на основные и вспомогательные операции, связанные с транспортированием извлеченного грунта на место отвала. При использовании двух шаланд и непрерывном извлечении грунта земснарядом вместимость грунтового трюма принимается не менее $0,6Q_{гр}$.

Шаланды с глухими трюмами. Шаланды с глухими трюмами в конструктивном отношении являются наиболее простыми. Они представляют собой обыкновенные несамоходные грузовые суда — низкобортные баржи, с большим грунтовым трюмом, окаймленным высоким комингсом. Шаланды такого типа используют при дноуглубительных работах в тех исключительных случаях, когда поблизости нет подходящих мест для отвала грунта в воду, что нередко наблюдается на узких каналах, или когда извлекаемый грунт предназначен для строительных целей.

Шаланды с глухими трюмами разгружают при помощи специальных судов, называемых гидроперегрузчиками, или грейферных кранов. Применение тех и других значительно увеличивает эксплуатационные расходы, поэтому при дноуглубительных работах шаланды с глу-

хими трюмами используют редко. Предпочтение отдается другим типам шаланд, которые позволяют отводить извлекаемый грунт на несудоходные участки пути и сбрасывать его в воду.

Шаланды с откидными днищевыми дверцами (рис. 186). Эти шаланды являются самыми распространенными как в Советском Союзе, так и за рубежом. Они представляют собой самоходные грузовые суда с дизельной установкой, в средней части которых расположен грунтовый трюм, окаймленный таким же высоким комингсом, как и у шаланд с глухими трюмами.

Шаланды с откидными днищевыми дверцами эксплуатируют для транспортирования несвязных и связных грунтов. Движителями таких шаланд являются гребные винты и движительно-рулевые водометные комплексы. Движением судна, главными двигателями, механизмами судовых устройств и систем, а также гидроприводом подъема и опускания днищевых дверей управляют дистанционно с поста управления из ходовой рубки. На несамоходных шаландах управление гидроприводом днищевых дверей осуществляется из рубки буксира-толкача.

Вместимость грунтового трюма у отечественных серийных речных и озерных шаланд рассматриваемого типа составляет 50, 100, 150, 170, 200 и 300 м³. Скорость хода в грузу 8,0—12,4 км/ч.

Опрокидывающиеся шаланды. Опрокидывающиеся шаланды представляют собой суда с упрощенными обводами. Палуба и днище их совершенно одинаковы и при опрокидывании меняются местами. На палубах-днищах вдоль бортов установлены продольные стальные комингсы 2 (рис. 187) высотой около 700 мм, которые вместе с носовыми и кормовыми комингсами 1 образуют грунтовый бункер.

Корпус шаланды разделен поперечными водонепроницаемыми переборками на 4—6 отсеков. В районе средних отсеков на одном ее борту устроена креновая цистерна, состоящая из двух, расположенных

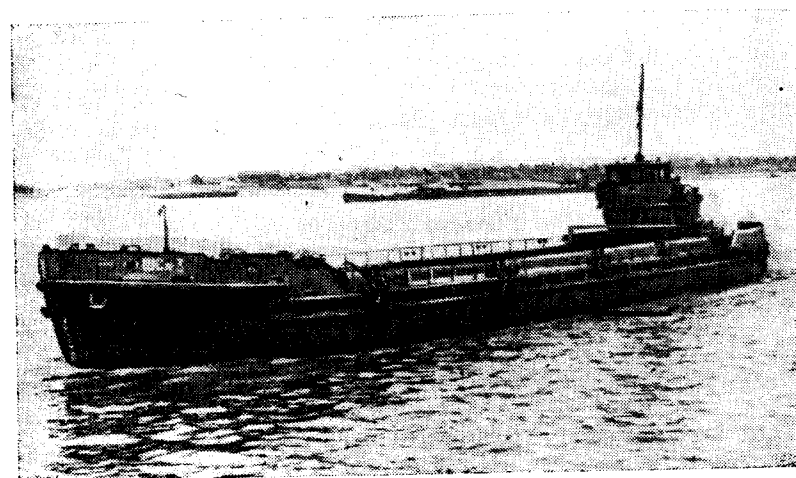


Рис. 186. Грунтоотвозная шаланда с откидными днищевыми дверцами

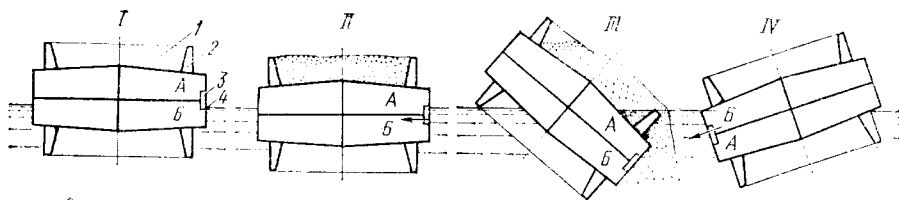


Рис. 187. Опрокидывающаяся грунтоотвозная шаланда

одни над другим балластных отсеков А и Б. Бортвыми кингстонами 3 и 4 управляют с буксировщика шаланды. В положении I шаланда становится под загрузку, оба кингстона в этот момент закрыты. На месте отвала грунта открывается нижний кингстон 4, приемное отверстие которого вследствие увеличения осадки находится под водой. По мере поступления забортной воды в отсек Б шаланда быстро накрывается, и грунт сбрасывается в воду. Когда кренящий момент от принятой воды превысит момент от сил поддержания, шаланда поворачивается на 180° . После опрокидывания нижний отсек Б становится верхним. Поскольку он располагается выше ватерлинии, вода из него постепенно вытекает, и крен исчезает; кингстон 4 закрывается и шаланда снова готова к загрузке. При очередном опрокидывании вода заполняет отсек А через кингстон 3, и дальнейший процесс повторяется.

Буксировка опрокидывающихся шаланд производится при помощи стального каната, параллельно которому прокладывают канат дистанционного управления опрокидыванием. Для швартовки шаланды к снаряду на палубах-днищах устанавливают швартовные кнехты. Поперечные комингсы имеют шарнирную подвеску и при буксировке шаланд автоматически занимают в воде горизонтальное положение, снижая сопротивление движению.

Недостатком опрокидывающихся шаланд является то, что для их опрокидывания на месте отвала грунта необходима большая глубина. Эти шаланды используют для транспортирования липких, засоренных и скальных грунтов. В Советском Союзе их строят на грузоподъемность 50, 150 и 300 т.

В других саморазгружающихся шаландах, в частности кренящихся, грунт вываливается лишь при некотором их накрениении, обеспечиваемом приемом в корпус умеренного количества водяного балласта. Для облегчения вываливания грунта палуба такой шаланды имеет строительный наклон в сторону борта, через который грунт сбрасывается в воду. Кренящиеся шаланды могут применяться для транспортирования только галечных и каменных грунтов.

Раскрывающиеся шаланды. В последние годы за рубежом, в частности в Голландии, ФРГ, Польше и других странах, получили широкое распространение саморазгружающиеся шаланды с раскрывающимся корпусом. Корпус такой шаланды состоит из двух продольных частей, соединенных шарнирами в оконечностях на уровне главной палубы. В каждой половине корпуса расположено по одному машинному

отделению с безвахтенным обслуживанием и дистанционным управлением из ходовой рубки.

Раскрытие (закрытие) корпуса происходит в результате взаимодействия сил тяжести судна и транспортируемого груза с силами поддержания воды (рис. 188). Под действием моментов, возникающих в результате различного положения по ширине центров тяжести C_T и центров величины C_B каждой из продольных секций, корпус шаланды в загруженном состоянии имеет тенденцию к самораскрыванию, а при отсутствии груза — к samozакрыванию. Когда шаланда загружена, центры тяжести каждой половины корпуса с грузом в них располагаются ближе к ДП, чем центры величины; вследствие этого корпус шаланды раскрывается. Через образующуюся в нижней части щель грунт сбрасывается в воду.

При разгрузке шаланды центры тяжести каждой половины корпуса перемещаются от ДП к бортам, а центры величины — к ДП. Образующиеся при этом моменты сил стремятся закрыть корпус. Этому же способствует и гидравлическая система, служащая для предотвращения самораскрывания корпуса в загруженном состоянии и позволяющая в случае необходимости удерживать секции в разведенном положении.

Вместимость грунтового трюма шаланд с самораскрывающимся корпусом составляет 30—180 м³. Строят их самоходными с палубным колонковыми движительно-рулевыми комплексами и несамоходными. Ходовая рубка находится на главной палубе на специальном шарнирном механизме, который обеспечивает ей при раскрытом корпусе вертикальное положение.

По назначению шаланды с раскрывающимся корпусом универсальны. Ввиду плоских стенок и днища грунтовых трюмов они могут разгружаться при помощи гидроперегрузателей. Раскрывающиеся шаланды отечественного производства, строительство которых еще не получило широкого распространения, — несамоходные, вместимостью грунтовых трюмов 150 м³.

К числу саморазгружающихся можно отнести также и самоходную шаланду-самосвал, представляющую собой обычное низкобортное грузовое судно, на главной палубе которого установлено несколько платформ для извлекаемого грунта. Опораживание платформ осуществляется приданием им наклона при помощи телескопических устройств,

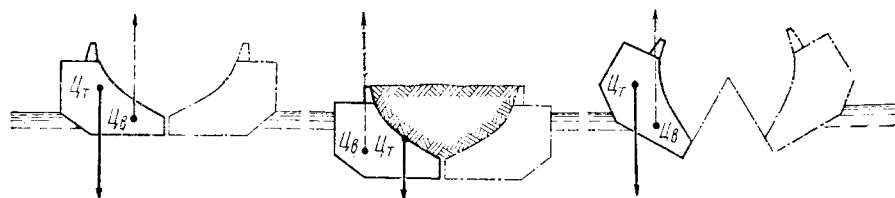


Рис. 188. Схема действия сил на корпус шаланды

подобных применяемым на автомобилях-самосвалах или железнодорожных думпкарах. Привод к этим устройствам — гидравлический; управление — дистанционное, из ходовой рубки.

Поиски наиболее оптимальной конструкции саморазгружающейся шаланды продолжаются и в нашей стране, и за рубежом.

Специальное оборудование грунтоотвозных шаланд с откидными днищевыми дверцами. Под этим оборудованием понимают механизмы и детали, составляющие дверцеподъемное устройство, для детального рассмотрения которого необходимо вначале ознакомиться с устройством самого грунтового трюма.

Грунтовой трюм выгорожен в корпусе шаланды продольными стенками и поперечными водонепроницаемыми переборками. Воздушное пространство, образованное бортами судна и продольными стенками, разделяется поперечными водонепроницаемыми переборками на отдельные небольшие отсеки. Нижняя часть грунтового трюма перекрыта только поперечными или поперечными и продольными пустотелыми балками, разделяющими ее на несколько разгрузочных отверстий. Каждое такое отверстие закрывается двумя откидными днищевыми дверцами, прикрепляемыми с помощью петель к пустотелым балкам.

Днищевые дверцы имеют сварную герметичную конструкцию коробчатого сечения. Для предотвращения просора разжиженного грунта в местах прилегания дверец к стенкам трюма и поперечным или продольным балкам делают уплотнение по периметру каждой из них накладными полосами из резиноканевой ленты. Такой же лентой обычно уплотняют и стыки между дверцами.

В углах носовой и кормовой оконечностей грунтового трюма размещают переливные устройства, служащие для сбора воды, скапливающейся в трюме по мере загрузки шаланды извлекаемым грунтом.

Условия опоражнивания грунтового трюма в значительной мере зависят от угла наклона его боковых стенок к вертикальной плоскости. С уменьшением этого угла условия опоражнивания улучшаются, но вместе с тем возрастают и нагрузки на днищевые дверцы. У современных речных шаланд угол наклона боковых стенок составляет $7-10^\circ$. В некоторых случаях, в частности при транспортировании особо липких грунтов, боковые стенки устанавливают вертикально.

Известное влияние на быстроту и полноту опоражнивания грунтового трюма оказывает и угол заострения пустотелых балок, к которым крепят дверцы. Обычно его принимают не более $50-60^\circ$.

Различают грунтоотвозные шаланды с поперечным и продольным расположением днищевых дверец относительно диаметральной плоскости судна. Для речных шаланд, особенно небольших, характерно поперечное, для морских и крупных речных — продольное расположение.

При поперечном расположении днищевые дверцы подвешивают выше уровня ватерлинии порожнем. Ввиду этого становится возможным осуществлять осмотр, ремонт и смену уплотнений дверец на плаву. Шаланды можно при этом разгружать на ходу и на более мелководных участках. Недостатком поперечного расположения днищевых дверец является то, что образующаяся под ними выемка значительно умень-

шает вместимость грунтового трюма и водоизмещение шаланды и на $30-40\%$ увеличивает сопротивление воды ее движению.

Существует различие в числе рядов днищевых дверец, располагаемых по ширине грунтового трюма. При продольном расположении их устанавливают обычно в два ряда, а на крупных шаландах — в четыре; при поперечном — в один ряд.

Дверцеподъемное устройство (рис. 189) обеспечивает: подъем днищевых дверец; удержание дверец в закрытом положении при погрузке и транспортировке грунта к месту отвала; опускание дверец при опоражнивании шаланды. Дверцы 9 закрывают и открывают при помощи двух гидравлических приводов. Усилия от гидроцилиндров, расположенных на главной палубе впереди или позади грунтового трюма симметрично ДП, передаются каждой паре дверец при помощи штанг 1, проложенных по всей длине грунтового трюма, тяговых цепей 3 и 8. Цепь 3, огибая блок 4, соединяется с цепями 8 через траверсу 6. Направляющие блоки расположены у комингсов грунтового трюма. Сами комингсы используются в качестве их внутренней обоймы.

Конструкция штанги бывает различной. Обычно ее изготовляют из круглого проката или из двух стальных полос, скрепленных поперечинами, поддерживаемых направляющими роликами 5. С целью облегчения штангу обычно делают из отдельных частей, соединяемых между собой при помощи муфт 2. Один конец штанги соединяется с проушиной, навернутой на шток гидроцилиндра. Для регулирования на-

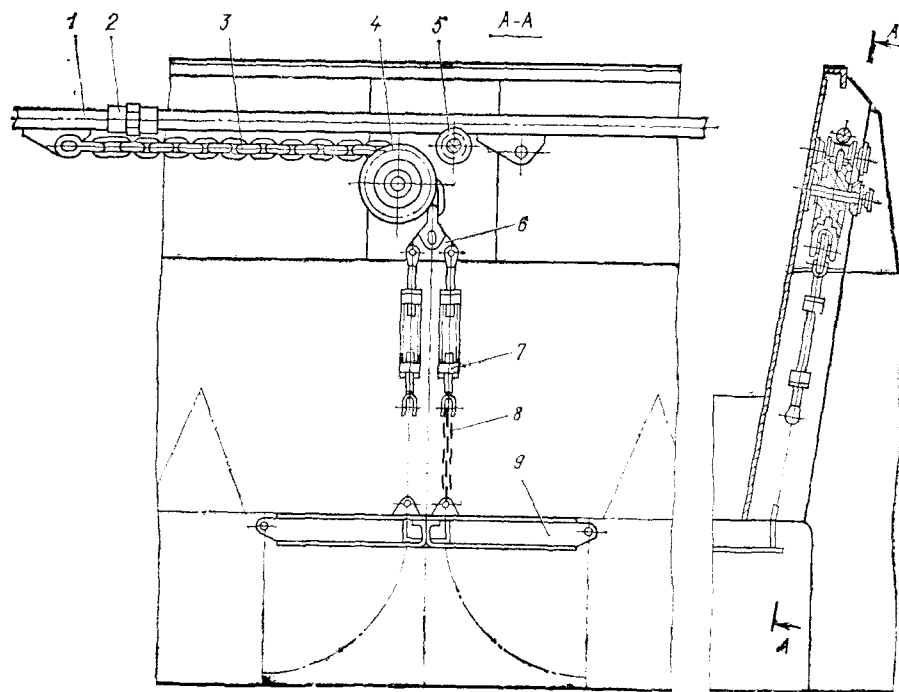


Рис. 189. Схема дверцеподъемного устройства

тяжения подъемных цепей и обеспечения необходимого поджатия дверец к стенкам грунтового трюма в подвесках дверец устанавливают винтовые стяжки 7.

Для подачи рабочей жидкости в гидроцилиндры используется электроприводной насос, устанавливаемый в машинном отделении или в специальном отсеке перед грунтовым трюмом. Давление, которое он должен развивать, определяют исходя из усилия, необходимого для закрытия днищевых дверец. У построенных речных шаланд оно составляет 15—20 МПа. При выходе из строя электроприводного насоса используют насос с ручным приводом.

При загруженном трюме днищевые дверцы удерживаются в закрытом положении за счет давления рабочей жидкости в гидросистеме. Для безопасности выполнения ремонтных работ осуществляют механическое стопорение штанг. Открываются дверцы под действием собственной силы тяжести и силы тяжести находящегося на них грунта. Для опускания дверец достаточно открыть клапан, соединяющий трубопровод, подающий рабочую жидкость в гидроцилиндры, со сливным баком.

На некоторых шаландах зарубежной постройки, в частности японских, в гидросистеме дверцеподъемного устройства вместо гидронасоса используют пневмогидроцистерну, работающую за счет энергии сбрасываемого грунта.

§ 89. Мотозавозни и брандвахты

Мотозавозни. Это суда многоцелевые, предназначенные для завоzek, перекладки и уборки рабочих якорей земснарядов*. Кроме этого, их используют для завоzки плавучих грунтопроводов при установке землесосов на прорези, выполнения монтажных и демонтажных работ на плавучем грунтопроводе, связи с берегом и т. д.

Мотозавозни — сравнительно новый тип судна. Строительство их в нашей стране началось в 1950 г. По условиям эксплуатации дноуглубительных снарядов на внутренних водных путях различают речные и озерные мотозавозни.

Корпус мотозавозни в зависимости от типа имеет достаточно плавные или несколько упрощенные обводы. Характерной особенностью этих судов является сравнительно низкий надводный борт и малая осадка, обеспечивающая плавание по несудоходным мелководным участкам.

Все специальное оборудование мотозавозен расположено на главной палубе. Часть палубы с носа или кормы, перед ходовой рубкой или позади ее используется в качестве рабочей площадки. Поскольку мотозавозни обслуживаются командой земснаряда, на них не предусматривают ни жилых, ни хозяйственно-бытовых помещений.

* На некоторых зарубежных землесосах операции с якорями осуществляют при помощи двух выносных стрел, располагаемых по бортам в носовой оконечности.

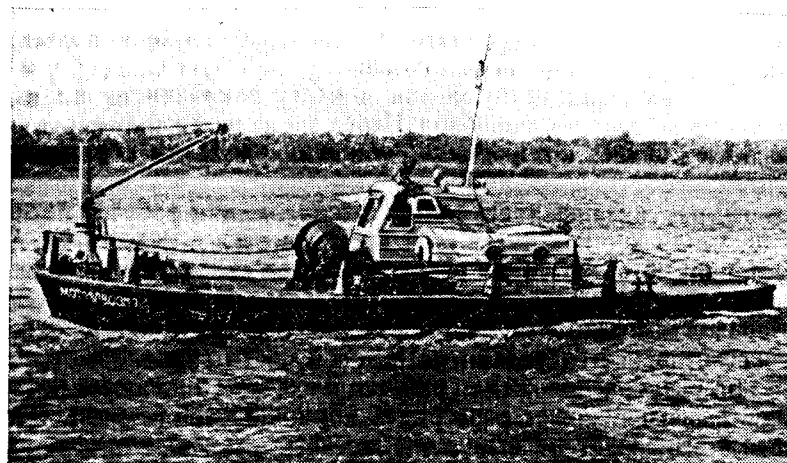


Рис. 190. Мотозавозня проекта 946

Серийные мотозавозни (рис. 190), предназначенные для обслуживания земснарядов в речных и озерных условиях эксплуатации, оборудуют водометными движителями, которые обеспечивают им не только более высокие, чем при гребных винтах, маневренные качества, но и большую надежность от повреждений при работе на мелководье.

Энергетическая установка мотозавозен — дизельная; мощность главных двигателей составляет 14,7; 66; 110 и 165 кВт.

Управление движением судна, главными двигателями и якорно-подъемной лебедкой осуществляется из ходовой рубки.

Специальное оборудование мотозавозен (рис. 191) состоит из якорной лебедки 1, служащей для отрыва от грунта и подъема рабочих якорей; кранбалки 2 или грузоподъемного крана (в зависимости от типа мотозавозни), обеспечивающих укладку рабочих якорей на рабочей площадке и выполнение грузоподъемных операций при монтажных и демонтажных работах; двух бортовых и одного носового клюзов 3, через которые производится отрыв якорей от грунта и подъем; гаков мгновенной отдачи 4, расположенных позади роликовых клюзов, служащих для подвешивания якорей и быстрой отдачи их при закладке; тросового зажима, находящегося позади якорно-подъемной лебедки и предназначенного для крепления рабочих тросов при завоzке якорей; буксирного гака и других деталей.

Характер выполняемых операций при завоzке рабочих якорей земснарядов зависит от размеров оперативных канатов, скорости течения и тягового усилия мотозавозни. Их можно выполнять без отсоединения каната от якоря волочением по дну и с отсоединенным канатом, навитым на барабан якорно-подъемной лебедки. В первом случае якорь подвешивается краном земснаряда на гак мгновенной отдачи с борта мотозавозни. Мотозавозня следует при этом к месту закладки якоря, а рабочий канат свободно стравливается с барабана оперативной ле-

бедки земснаряда. При недостаточном тяговом усилии мотозавозни канат отсоединяют от якоря, наматывают на барабан якорно-подъемной лебедки, а якорь земснаряда укладывают на рабочую площадку мотозавозни. При движении мотозавозни к месту закладки якоря канат свободно стравливается с барабана. Перед закладкой канат вновь присоединяют к якорю, который при помощи кранбалки сбрасывается на грунт.

Каждый из указанных вариантов расположения рабочей площадки — в носу или корме — имеет свои преимущества и недостатки. При эксплуатации мотозавозен на реках с высокой скоростью течения носовое расположение является предпочтительным. В этом случае облегчается подход мотозавозен к бую заложеного якоря и внимание водителя сосредотачивается только на носовой части судна.

При кормовом расположении рабочей площадки в процессе подъема якоря мотозавозню может развернуть кормой против течения. Чтобы избежать этого, водитель вынужден держать под наблюдением одновременно и нос, и корму судна. Кормовое расположение рабочей площадки целесообразно поэтому при эксплуатации мотозавозен на реках со слабым течением, где исключается разворот их при подъеме якорей.

Якорно-подъемные устройства мотозавозен подвергаются дальнейшему совершенствованию в направлении более широкой механизации и автоматизации операций по подъему якорей. Указанные мероприятия имеют целью не только повышение безопасности выполняемых работ, но и сокращение численности обслуживающего персонала.

При выполнении земснарядами дноуглубительных работ на водных путях с заболоченными участками для заправки и перекладки рабочих якорей используют специальные мотозавозни-амфибии.

Брандвахты. Сравнительно крупные землесосы и озерные многочерпаковые снаряды оборудуют жилыми помещениями, рассчитанными на проживание всего штата судовой команды. Проживание всей

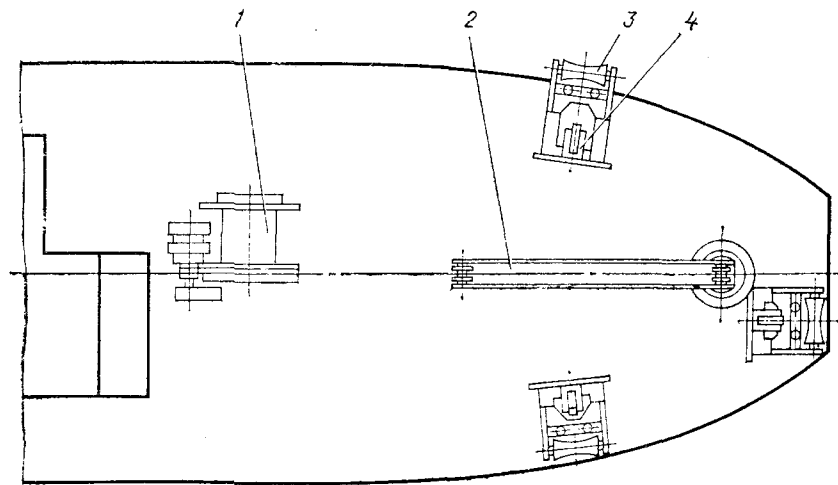


Рис. 191. Схема расположения специального оборудования мотозавозни

команды на снаряде, выгодное в экономическом отношении, не всегда, однако, удобно и осуществимо на сравнительно небольших снарядах из-за высокого уровня шума и вибрации, а также недостаточных размеров и ограниченной осадки для размещения на них всех необходимых жилых помещений. Поэтому для проживания команды небольших снарядов предусматривают специальные суда, называемые брандвахтами.

Типовые брандвахты — самоходные суда со стальными и железобетонными корпусами понтонного типа, с одноярусной деревянной надстройкой. В эксплуатации на внутренних водных путях СССР находится пять типов речных брандвахт, отличающихся конструкцией корпуса и главными размерениями. Два из них, рассчитанные на проживание 27—31 чел., предназначены для экипажей дноуглубительных снарядов, остальные на 15—18 чел. — для работников изыскательских партий.

Типовые брандвахты оборудованы в соответствии с санитарно-гигиеническими нормами и более удобны для проживания людей по сравнению с земснарядами. Все они оснащены водогрейными котлами, обслуживающими систему водяного отопления, озонаторными установками для приготовления питьевой и мытьевой воды, дизель-генераторами для обеспечения электроэнергией устройств освещения, связи, хозяйственно-бытовых нужд, а также вспомогательных механизмов судовых устройств и систем.

Разработан проект новой, унифицированной брандвахты, компонентой из модулей в зависимости от числа мест для проживания.

Для обслуживания дноуглубительных снарядов используют и другие суда, в частности буксировщики, обстановочные, служащие для обслуживания судоходной обстановки, служебно-разъездные, суда для доставки на снаряды топлива, смазки и пресной воды, а также для удаления с них подсланевых и сточных вод, сухого мусора и т. п.

ГЛАВА 13

ПЛАВУЧИЕ ДОКИ, КРАНЫ И НЕФТЕСТАНЦИИ

§ 90. Плавучие доки

Плавучий док — инженерное сооружение, предназначенное для подъема судов из воды для осмотра и ремонта подводной части, а также для перевозки судов по мелководным внутренним водным путям. Доки для перевозок называют транспортными плавучими доками.

Плавучий док состоит из башен 8 или бортов и понтона 7 (рис. 192). Поднимаемое судно устанавливают на стпель-палубе, где предусмотрены центральные 6 и скуловые 5 кильблоки. На башне крана для центровки судна находятся центрующие устройства 3. Корпус дока разбит на водонепроницаемые балластные отсеки: центральный и подбашенные. Сверху подбашенные отсеки закрывают палубой безопасности 1, ограничивающей снизу запас плавучести дока. Она является также жилой палубой. На верхней палубе башен (топ-палубе) 2 раз-

мещают швартовное устройство для ввода судов в док, посты управления и необходимые служебно-бытовые помещения. На топ-палубе обычно устанавливают передвижные порталные краны. Между башнями дока предусматривают перекидной мостик 4.

По конструкции различают монолитные, секционные, понтонные и секционно-понтонные доки. Монолитный док изготовлен из одного сплошного понтона и башен, неразъемно соединенных с понтоном. Секционный док состоит из двух и более секций и поэтому может быть разъединен по длине. Отдельные секции могут работать самостоятельно. У понтонного дока башни сплошные, а понтон разделен на отдельные конструктивно независимые части. На понтонных доках башни крепят к понтонам разъемными соединениями. Любой понтон для ремонта можно отделить от дока и вывести из-под башен. В состав секционно-понтонного дока также входит несколько секций, причем каждая из них представляет собой самостоятельный док понтонного типа. Таким образом, секционное исполнение дока прежде всего решает проблему самодокования отдельных секций.

Доки различают также по материалу корпуса, назначению, числу башен, автономности и способу баллаستировки. Известны деревянные, композитные, железобетонные и стальные доки. Деревянные и композитные (металло-деревянные) доки применяют редко. В СССР получили широкое распространение железобетонные доки и композитные с железобетонным понтоном и металлическими башнями.

По назначению доки условно делят на доки для капитального ремонта судов, текущего ремонта и осмотра, транспортные и доки для ремонта атомных подводных лодок. В доки для капитального ремонта ставят суда со значительными повреждениями и ослабленной общей прочностью. Корпус такого дока должен обладать прочностью, достаточной для того, чтобы воспринимать не менее $2/3$ момента, изгибающего систему «док—судно». Соединение секционного дока должно выдерживать действия изгибающего момента и перерезывающей силы. Доки для текущего ремонта и осмотра часто строят секционными, с гибким соединением секций. Транспортные доки служат для перевозки судов по мелководным внутренним водным путям. Они обычно имеют судовые обводы в носовой части и корму с плоским транцем, в которой устроены ворота для ввода перевозимого судна. Большинство этих доков

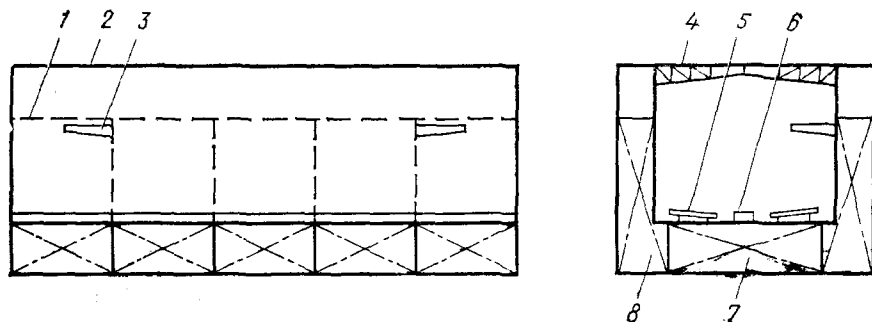


Рис. 192. Двухбашенный док

несамоходные, хотя для перевоза морем поврежденных судов иногда их строят и самоходными.

По числу башен различают доки безбашенные, однобашенные и двухбашенные. Безбашенные доки, например транспортные, состоят из сплошного днищевго понтона и одинарных бортов. Бортовая обшивка и кормовая переборка такого дока образуют водонепроницаемую камеру, которая наряду с отсеками понтона является балластным отсеком.

Однобашенные доки 1 в загруженном состоянии неуравновешены, поэтому их снабжают понтонами-противовесами 2 (рис. 193, а) или шарнирно соединяют со стенкой набережной (рис. 193, б). Достоинством однобашенных доков является возможность докования судов, ширина которых превышает ширину стапель-палубы. Однако эти доки неудобны при буксировках и требуют большую акваторию в связи с большой шириной вместе с понтонами-противовесами. Однобашенные доки получили распространение на речных судоремонтных заводах.

Доки, используемые для докования речных судов, обычно имеют умеренные габариты, и ремонт их подводной части может быть выполнен в другом, более крупном плавучем или сухом доке. Поэтому их делают монолитными. Секционными и понтонными строят доки большой грузоподъемности.

По степени автономности и механизации ремонтных работ различают плавучие доки несамоходные неавтономные, автономные, самоходные автономные и самоходные доки-заводы. Автономным считается плавучий док, на котором предусмотрены: энергетическая установка, обеспечивающая все режимы работы дока; запасы топлива, смазки, пресной воды, продовольствия и различных материалов, достаточные для работы дока в течение заданного времени; жилые помещения для экипажа и рабочих; цистерны для слива с докуемых судов топлива и смазки; станочное оборудование для ремонта собственной материальной части и грузоподъемные механизмы для ремонтных работ.

Док-завод, кроме перечисленного, должен иметь мастерские и станочное оборудование для ремонта докуемых судов. Поэтому сочетание дока и мастерских возможно только на крупных сооружениях.

По способу балластировки доки бывают с сухими отсеками, без них и с независимым сливом воды. Сухие отсеки находятся в средней по ширине части дока. Они уменьшают количество воды при откачке дока и разгружают поперечные фермы днищевой конструкции. Иногда сухие отсеки служат резервным балластным отсеком для постановки особо тяжелого судна. Независимый слив воды из башен за борт позволяет уменьшить количество воды, откачиваемой насосами, и снизить затраты электроэнергии на всплытие дока.

Корпуса доков имеют прямоугольную форму с коэффициентом полноты водоизмещения, близким к единице. В корпусах монолитных доков преобладает поперечная система набора при шпации 600—1000 мм.

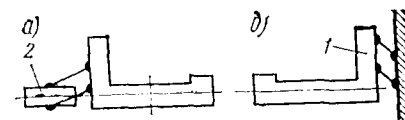


Рис. 193. Способы уравнивания однобашенных доков

Поперечные связи понтонов и башен выполняют в виде раскосных ферм. Верхние ярусы башен: топ-палуба, палуба безопасности, борта и внутренние стенки между ними — у крупных доков имеют продольную систему набора. В общем же систему набора различных элементов выбирают в зависимости от преобладающего характера нагрузок на корпус дока, числа секций и способа их соединения, а также от того, предусмотрен ли перевод дока морем.

Для облегчения работы у свисающих оконечностей судна, на торцевых переборках понтона монолитного или концевых понтонов секционного дока устанавливают навесные консольные фермы с настилом на криолинах, предусматривают привальные брусья, на время перевода дока морем на стапель-палубе ставят волноломы высотой 1,1—1,2 м.

Для перемещения порталных кранов на топ-палубе дока устраивают подкрановые пути с упорами на концах. С внутренней стороны башен средних и крупных доков делают одну или несколько галерей для прохода. Иногда галереи выполняют откидными на поворотных кронштейнах.

На стапель-палубе дока предусматривают килевые дорожки, которые, как правило, набирают из отдельных кильблоков различной конструкции. При постановке в док судов с подъемом килевой линии иногда применяют подвижные кильблоки, которые перемещают доковыми шпилями, специальными лебедками или ручными талями.

Энергетические установки автономных доков служат для обеспечения электроэнергией многочисленных потребителей: насосов, кранов, шпилей, компрессоров, электросварочного оборудования и т. п. В связи с многочисленностью потребителей энергии мощность и число генераторов определяют так же, как для средних и крупных транспортных судов. В качестве источников энергии на плавучих доках обычно используют дизель-генераторы переменного тока напряжением 380 В.

Главные и вспомогательные дизель-генераторы, обслуживающие их насосы и насосы общесудового назначения в зависимости от размеров дока размещают в одном или двух машинных отделениях. Все машинные отделения располагают на палубе безопасности.

Независимо от степени автономности дока на нем предусматривается возможность приема электроэнергии с берега. При небольшой потребляемой мощности принимают непосредственно ток напряжением 380 В. На крупных доках устанавливают высоковольтную аппаратуру, включающую понижающие силовые трансформаторы, мачту приема тока с берега, отключающее устройство и кабельные линии.

Для обогрева помещений дока, цистерн, забортовых отверстий предназначена котельная установка с паровыми котлами (давление пара 0,3—10 МПа), размещаемыми в отдельном помещении на палубе безопасности.

Общесудовые системы плавучих доков: противопожарная, санитарная, фекальная аналогичны системам транспортных судов. Система сжатого воздуха в связи с большой потребностью в нем имеет большую производительность, для нее обычно предусматривается

не менее двух компрессоров на случай выхода из строя одного из них. Давление воздуха составляет 0,6—0,8 МПа.

Специальной системой плавучих доков является балластная. Она служит для заполнения водой балластных отсеков при погружении дока и для откачки воды при всплытии. Балластную систему плавучих доков проектируют по особым нормам. В связи с большим диаметром труб, достигающим 1 м и более, в балластных отсеках остается неоткаченный балласт. Поэтому для полного осушения отсеков необходима зачистная система.

Применяют две схемы балластной системы: линейную и кольцевую. При линейной схеме, используемой на малых доках, балластный трубопровод системы представляет собой магистраль, проложенную вдоль одной из башен, к которой присоединены насосы и отростки балластных отсеков. Балластный трубопровод кольцевой системы состоит из двух бортовых магистралей, соединенных между собой в нескольких местах перемычками. От магистралей отходят снабженные задвижками отростки к балластным насосам и в балластные отсеки. При такой схеме обеспечивается лучшая взаимозаменяемость насосов.

В балластных системах используют осевые и центробежные насосы. При расчете системы скорость движения воды в трубопроводах принимают 2—2,5 м/с. Каждое забортное отверстие балластной системы в целях безопасности снабжают двумя запорными органами, поставленными последовательно.

§ 91. Плавучие краны

Краны, установленные на понтоне, называют плавучими. Они предназначены для перегрузки штучных, лесных и навалочных грузов в портах и на рейдах, для извлечения нерудных строительных материалов со дна водоемов, для аварийных и монтажных работ на судостроительных заводах и нефтепромыслах. Грузоподъемность крана для перегрузочных работ обычно достигает 25 т, для аварийных и монтажных работ используют грузоподъемные средства до 2000 т.

По типу кранового устройства различают неповоротные и поворотные краны. Известны также комбинированные плавучие краны с двухъярусным крановым устройством, у которых нижняя часть неповоротная, а верхней частью является поворотный кран меньшей грузоподъемности. К неповоротным относят мачтовые, козловые и краны с качающейся стрелой.

Первые плавучие краны были мачтовые. Верхнее строение такого крана состояло из двух мачт, установленных в носовой оконечности понтона. Вершины их соединялись посредством мягкой или жесткой оттяжки, закрепляемой неподвижно с кормовой частью корпуса. Для уменьшения дифферента в корме размещали балластные цистерны. Позднее стали предусматривать механизм изменения вылета стрелы, представляющий ходовой винт с гайкой, к которой шарнирно крепилась оттяжка. Грузоподъемность стреловых кранов обычно не превышает 100 т, а вылет от транца понтона — 10 м.

Основным достоинством мачтовых кранов является простота конструкции, однако при их работе возникает необходимость в частых передвижениях и развороте на швартовых. Наклонное положение стрелы, закрепленной в носовой оконечности, не позволяет использовать вылет на всей высоте. Поэтому в начале XX в. было построено несколько козловых плавучих кранов. Верхнее строение козловых кранов состоит из двух опор с укрепленными на них пролетной фермой и консолью, выходящей за пределы корпуса. По консольной части фермы при помощи ходовой лебедки перемещается грузовая тележка. Ходовая и грузовая лебедки находятся в кормовой части понтона. Грузоподъемность козловых кранов составляет 20—100 т.

Позднее стали строить краны с качающейся стрелой 2, поворачивающейся относительно горизонтальной оси 1, чем достигается изменение вылета стрелы (рис. 194).

Общим недостатком неповоротных кранов является плохая маневренность: они могут поднять и переместить груз на небольшое расстояние вдоль диаметральной плоскости понтона. Для других перемещений груза необходимо перетягивать понтон при помощи швартовых устройств, на что затрачивается значительное время. Поэтому неповоротные краны используют для подъема тяжеловесов и монтажных работ, где скорость грузовых операций не имеет решающего значения.

Наиболее совершенными являются поворотные краны, у которых предусмотрены подъем и опускание стрелы, а также вращение верхнего строения в горизонтальной плоскости. Такие краны позволяют выполнять грузовые операции без разворота понтонов на швартовых. Поворотные краны классифицируют по конструкции стрелы и способу уравнивания.

Различают краны с жесткой и шарнирно сочлененной стрелой. Жесткая стрела представляет собой пространственную решетчатую

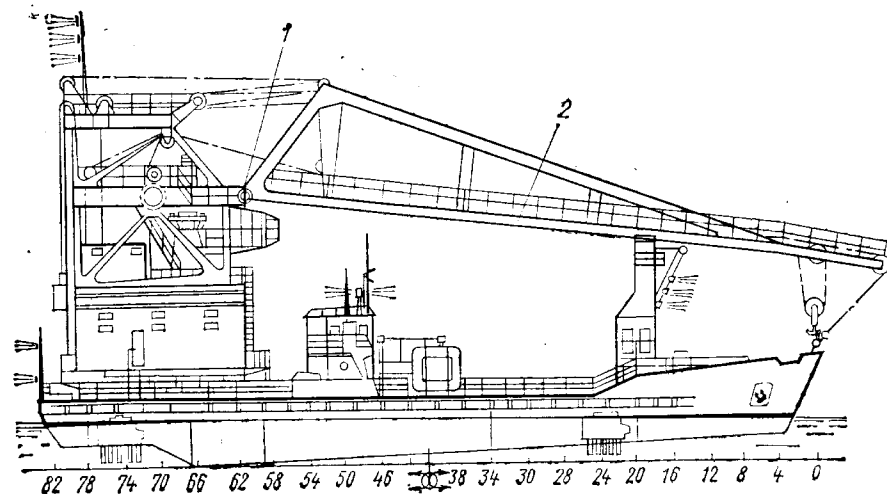


Рис. 194. Самоходный кран с качающейся стрелой

или коробчатую конструкцию, шарнирно соединенную с поворотной частью крана. Стрела может иметь ломаную форму для увеличения свободного пространства под ней. У кранов с шарнирно сочлененной стрелой при изменении вылета груз перемещается по горизонтали, позволяя так уравновесить стрелу, что работа при изменении вылета затрачивается только на преодоление трения.

В зависимости от способа уравнивания полезного вылета выделяют краны без уравнивания, с полным уравниванием при помощи подвижного противовеса и частичным уравниванием груза в поперечной плоскости. Краны без уравнивания проще в изготовлении и эксплуатации, имеют лучшую остойчивость. Однако наличие крана требует большей мощности поворотного механизма. Колонна таких кранов подвержена изгибающему моменту. Краны с полным уравниванием имеют подвижный стреловой противовес, расположенный в задней части кабины. Они являются наиболее рациональными.

По типу энергетической установки краны подразделяют на паровые, дизельные, дизель-электрические и дизель-гидравлические. Наиболее распространенными являются дизель-электрические краны.

Плавучие краны строят самоходными и несамоходными. На самоходных кранах в качестве движителей используют гребные винты и крыльчатые движители. Обычно устанавливают два или четыре гребных винта. Наряду с ними для улучшения маневренности предусматривают установку носового подруливающего устройства. Крыльчатые движители обеспечивают хорошую поворотливость крана даже без кормового рулевого устройства.

Плавучие краны для работы в пределах акваторий портов имеют корпус понтонного типа с упрощенными обводами. Краны, для которых предусматривается выход в море, имеют обводы корпуса, подобные транспортным судам, но со сравнительно малым отношением L/B . Стрелу их укладывают в походное положение вдоль ДП. Для повышения остойчивости и уменьшения парусности крановое устройство морских кранов стремятся расположить по возможности ниже.

Основные характеристики плавучих кранов для внутренних водных путей СССР стандартизованы. К ним относятся грузоподъемность, вылет стрелы наибольший и наименьший, минимальная высота подъема крана над палубой, глубина опускания крюка ниже палубы понтона, а также скорости подъема, поворота и изменения вылета. На морских кранах регламентируется также грузоподъемность вспомогательного подъема и грузоподъемность тельфера, который устанавливается на кранах грузоподъемностью свыше 100 т.

Стандартом установлено обозначение плавучих кранов. В него входят буквы КПл и два числа, первое из которых означает грузоподъемность крана в тоннах, второе — наибольший вылет в метрах. Например, плавучий кран грузоподъемностью 16 т и наибольшим вылетом стрелы 30 м обозначается КПл16-30.

Корпуса плавучих кранов в плане обычно имеют прямоугольную форму с острыми, скошенными, реже скругленными углами. Иногда борта понтона расширяются в сторону кранового устройства, т. е. ему

придается трапецевидная форма. У кранов, предназначенных для переходов морем, ватерлиниям придают обтекаемую форму при большой их полноте. Для средней части таких понтонов характерна плоская линия днища и отвесные борта. Форма подводной части оконечностей самоходных кранов зависит от типа и места установки двигателей. Понтоны строят без седловатости. Поперечную погиб палубы принимают в пределах $(\frac{1}{50} \div \frac{1}{100})B$, где B — ширина корпуса.

Соотношения главных размерений корпусов плавучих кранов: $L/B = 1,75 \div 3,2$; $L/H = 10 \div 16$; $B/H = 4 \div 6,5$;

понтонов полноповоротных несамоходных кранов: $L/B = 2,0$; $L/H \approx 12$; $B/H \approx 6,0$; $T/H = 0,4 \div 0,5$.

Металлические корпуса плавкранов строят по поперечной, продольной и комбинированной системам набора. Для понтонов с малым отношением L/B поперечная и продольная системы равноценны. В случае, когда возможно действие больших изгибающих моментов, в частности у кранов с противовесами на понтоне, применяют продольную систему.

По ширине понтон разделяют продольными переборками на отсеки, число которых колеблется от двух до пяти. Переборки обеспечивают продольную прочность, являются промежуточными опорами для флоров и бимсов и входят в подкрепление корпуса под крановое устройство. По длине понтона устанавливают 2—6 поперечных переборок. На кранах малой грузоподъемности продольные переборки не предусматривают. При поперечной системе набора рамные шпангоуты располагают через 4—5 шпаций. На рамных шпангоутах в плоскости продольных связей днища и палубы ставят пиллерсы. В балластных и топливных отсеках для увеличения жесткости рамных шпангоутов размещают поперечные фермы.

Наружную обшивку понтонов утолщают для обеспечения запаса на коррозию, поскольку наружная часть плавучих кранов из-за трудностей докования значительно реже подвергается очистке и окраске. Настил и набор палубы усиливают в районе грузовой площадки, где находится поднимаемый краном груз. Вдоль бортов понтонов предусматривают два ряда привальных брусев с вертикальными распорками между ними, которые ставят против рамных шпангоутов. На современных плавучих кранах привальные брусья делают металлическими.

Жилые помещения устраивают в бортовых отсеках или в рубках. В одном из отсеков понтона размещают такелажную и слесарную мастерские. На неповоротных кранах малой и средней грузоподъемности машинное отделение и лебедки располагают в рубке, находящейся на кормовой части палубы понтонов. Лебедки помещают иногда на открытой средней части палубы. На малых поворотных кранах машинное отделение часто находится на нижней поворотной площадке кранового устройства.

Как отмечалось выше, энергетические установки кранов обычно дизель-электрические. Лишь на кранах малой грузоподъемности применяют дизельную установку с механической передачей мощности,

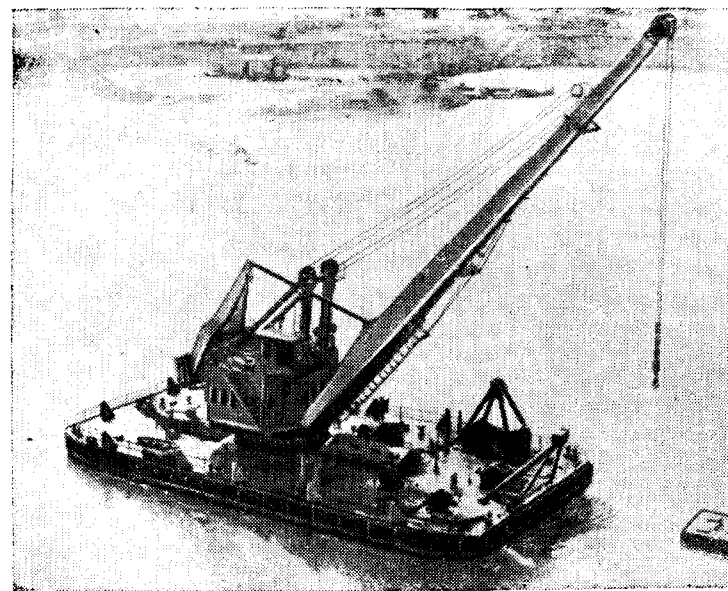


Рис. 195. Кран КПл16-30

причем в этом случае двигатель устанавливают на поворотной платформе кранового устройства. На некоторых морских кранах наряду с автономной энергетической установкой питание электродвигателей предусматривают от береговой электрической сети.

Наибольшее распространение для привода крановых механизмов кранов малой и средней грузоподъемности получил электропривод переменного тока напряжением 380 В. На морских кранах чаще применяют привод механизмов по системе генератор-двигатель.

Привод двигателей обычно осуществляется специальными гребными электродвигателями. На некоторых кранах использована механическая передача мощности винтам от главных дизелей, которые в рабочем режиме приводят генераторы. В механизме изменения вылета стрелы находят применение гидроцилиндры.

Кроме главных дизель-генераторов, на плавучих кранах предусматривают вспомогательные, которые обеспечивают электроэнергией общесудовые механизмы и осветительную сеть.

Общесудовые устройства и системы плавучих кранов в основном такие же, как у транспортных судов соответствующего разряда. Исключение составляют швартовное устройство и балластная система. Швартовное устройство плавучих кранов используется для перетяжек крана вдоль борта обслуживаемого судна и включает в себя не менее двух лебедок. Киповые планки швартовных устройств обычно имеют боковые и верхний роульсы, так как из-за малой высоты надводного борта понтона швартовные тросы могут быть направлены вверх. Для жесткой фиксации понтона на месте производства работ на плавучих

кранах иногда устанавливают две сваи. На морских и неповоротных кранах большое значение имеет балластная система. Для ее обслуживания предусматривается автономный балластно-осушительный насос.

Полноповоротный грузоподъемный дизель-электрический несамоходный плавучий кран, показанный на рис. 195, предназначен для производства погрузочно-разгрузочных работ класса Речного Регистра «0». На кране находится главный дизель-генератор ДГР 300/750 мощностью 300 кВт при частоте вращения 750 мин^{-1} и вспомогательный дизель-генератор ДГА 50-9 мощностью 50 кВт. Напряжение силовой сети переменного тока — 380 В, сети освещения — 220 В. Все рабочие механизмы крана приводятся двигателями переменного тока. Механизм изменения вылета стрелы — гидравлический. На кране установлены две швартовные лебедки, а также брашпиль и шпиль.

§ 92. Плавучие нефтеперекачивающие станции

Плавучие нефтеперекачивающие станции предназначены для выгрузки нефтепродуктов из барж и танкеров в береговые емкости речных нефтебаз, для выполнения операций по перегрузке нефтепродуктов из одного судна в другое (паузки) и погрузки их в наливные суда при отсутствии на нефтебазе своих перекачивающих средств.

Использование нефтеперекачивающих станций позволяет сократить сроки обработки нефтеналивных судов и повысить экономическую эффективность выгрузки за счет применения высокопроизводительных насосных установок. При выгрузке у нефтеперекачивающих станций танкеры, как правило, своих насосных установок не используют. В отдельных случаях ими подают нефтепродукт под прием насосов перекачивающей станции, улучшая условия их работы.

Кроме современных нефтестанций, в эксплуатации на внутренних водных путях эксплуатируется много нефтестанций старой постройки, оборудованных на корпусах списанных судов. В отличие от старых, громоздких, малопроизводительных нефтеперекачивающих станций, оборудованных поршневыми паровыми насосами или с приводом от двигателей внутреннего сгорания, новые станции оснащены электроприводными центробежными и винтовыми насосами и получают питание от автономной трансформаторной подстанции нефтебазы.

Нефтепродукты выделяют легковоспламеняющиеся пары, которые в определенной концентрации с воздухом образуют взрывоопасные смеси. По этой причине двигатели насосов размещают вне насосного отделения, а само насосное отделение обеспечивают надежной вентиляцией.

Всасывающий трубопровод насосной установки присоединяется к приемному трубопроводу станции, который при помощи шлангового устройства подается на разгружаемое судно для выполнения разгрузочных работ. На палубе нефтестанции расположены нагнетательный трубопровод, соединенный с береговыми емкостями нефтебазы, и надстройка, в которой находятся служебные помещения и пульт управления.

В качестве приводов грузовых и зачистных насосов на нефтестанциях применяют электродвигатели и двигатели внутреннего сгорания. На станциях старой постройки используют насосы с паровым приводом. Пар для привода насосов вырабатывается паровыми водотрубными и огнетрубными котлами с поверхностью нагрева $160\text{—}200 \text{ м}^2$ и рабочим давлением пара $0,6\text{—}1,5 \text{ МПа}$. Пар этих же котлов используют для подогрева вязких нефтепродуктов в нефтеналивных судах перед выгрузкой.

На станциях, где привод насосов непаровой, для целей подогрева вязких нефтепродуктов предусматривают специальные паровые котлы.

Судовые системы нефтеперекачивающих станций: пожаротушения, осушения чистых отсеков, подсланевых вод, фекальных, водоснабжения, отопления выполняются в соответствии с требованиями санитарных правил и Правил Речного Регистра РСФСР.

Современные плавучие нефтеперекачивающие станции можно классифицировать по следующим признакам:

- по виду перекачиваемого нефтепродукта — универсальные, пригодные для разгрузки светлых и темных нефтепродуктов, и специализированные — для разгрузки одного вида груза;

- по способу снабжения энергией — с автономными источниками энергии и питаемые энергией от береговой подстанции;

- по типу источника энергии — с паровым приводом насосов, с механическим приводом от двигателей внутреннего сгорания и с электроприводом;

- по типу грузовых насосов — с поршневыми, центробежными и винтовыми насосами.

Главными элементами перекачивающих станций являются грузовые и зачистные насосы, от эффективности работы которых зависит успешное проведение грузовых операций. В качестве грузовых и зачистных на перекачивающих станциях используют в основном поршневые, центробежные и винтовые насосы. Поршневые насосы до недавнего времени применяли для перекачки всех видов нефтепродуктов. Повышение вязкости перекачиваемого нефтепродукта сравнительно мало сказывается на работе поршневых насосов, что позволяет использовать их для перекачки высоковязких мазутов и нефти.

Поршневые насосы по своим характеристикам удовлетворяют условиям выгрузки нефтепродуктов, но вследствие больших габаритов и массы, высокой стоимости, сравнительно низкой производительности, сложности дистанционного управления на современных нефтеперекачивающих станциях их используют только в качестве зачистных.

Центробежные насосы на современных высокопроизводительных нефтеперекачивающих станциях служат в качестве грузовых. Они находят широкое применение при перекачке нефтепродуктов с ограниченной вязкостью. Основными достоинствами центробежных насосов являются небольшие габариты при большой производительности, высокий к. п. д., равномерность подачи, а также возможность непосредственного соединения их с быстроходными двигателями, благодаря чему обеспечивается компактность и малая масса всего агрегата. Цент-

робежные насосы надежно работают при перекачке загрязненных нефтепродуктов, так как в них нет клапанов и других легкоповреждаемых деталей. Однако значительное снижение параметров при работе на вязких нефтепродуктах и высокая чувствительность к условиям всасывания и попаданию воздуха создают определенные трудности при их эксплуатации.

Наиболее перспективны на нефтестанциях погружные бесштанговые насосы. Их устанавливают непосредственно на днищевой набор судна, чем обеспечивается подпор нефтепродукта на всасывании. С этой же целью в дополнение к существующим центробежным грузовым насосам предусматривают подпорные насосы и эжекторы.

Винтовые насосы обладают многими положительными качествами поршневых и центробежных насосов. Они подразделяются на герметичные и негерметичные. На нефтестанциях распространены главным образом негерметичные насосы. Герметичные винтовые насосы имеют ограниченное применение из-за высоких требований к содержанию механических примесей в перекачиваемой жидкости.

Винтовые насосы хорошо работают при перекачке вязких нефтепродуктов, имеют хорошую всасывающую способность, экономичны и компактны. Высокая допустимая частота вращения, обусловленная хорошими всасывающими свойствами, позволяет соединить их непосредственно с дизелями и электродвигателями. Подача винтовых насосов мало зависит от развиваемого давления и достаточно равномерна. Винтовые насосы широко используются на вновь строящихся нефтеперекачивающих станциях в качестве грузовых и зачистных.

Основная особенность перегрузки вязких нефтепродуктов заключается в необходимости их подогрева для уменьшения вязкости. Применение подогрева обеспечивает необходимые условия перетекания нефтепродуктов в корпусе наливного судна и нормальные условия работы насосов.

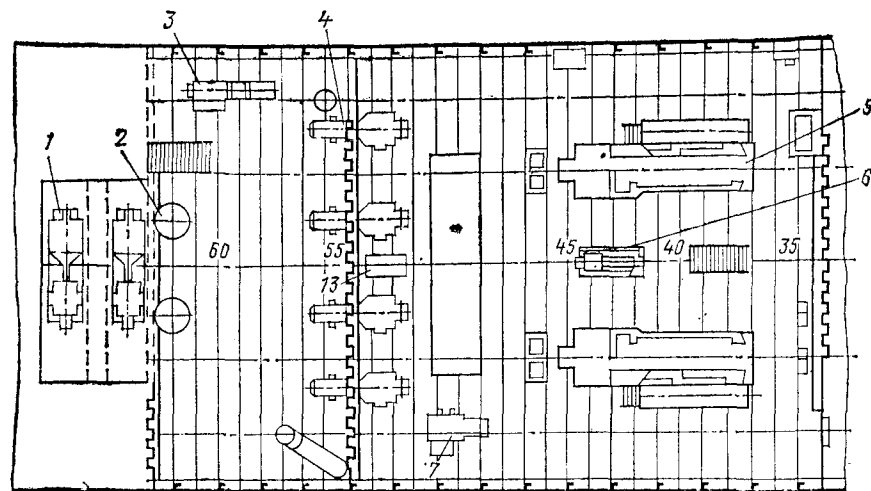


Рис. 197. Расположение оборудования в насосном и дизельном отделениях

В качестве источника тепла при подогреве нефтепродуктов используется водяной пар, вырабатываемый паровыми котлами нефтестанций или вспомогательных судов — пародателей. На практике получили распространение несколько способов подогрева перегружаемых нефтепродуктов: судовыми системами подогрева, переносными подогревателями, «острым» (открытым) паром. Два последних способа применяют при неисправной судовой системе подогрева. Подогрев открытым паром осуществляется путем подачи пара непосредственно в массу нефтепродукта. Перемешиваясь с нефтепродуктом, пар отдает ему свое тепло. Существенным недостатком этого способа является обводнение нефтепродукта. Подогрев с помощью переносных подогревателей менее эффективен, так как подогреватель вводится в танк судна через горловины люков и разогревает ограниченный объем нефтепродукта. Наиболее совершенной является судовая система подогрева.

Особенностью перекачивающей станции современной постройки проекта Р-62, предназначенной для выгрузки вязких нефтепродуктов из наливных судов в емкости береговых нефтебаз (рис. 196), является применение вакуумной зачистой установки и винтовых насосов в качестве грузовых. Полная автономность станции достигается наличием собственной энергетической установки, обеспечивающей проведение грузовых операций.

Перекачивающая станция представляет собой однопалубное судно с металлической надстройкой. В носовой части, смежной с форпиком, размещена цистерна запаса котельного топлива, в средней части — котельное и машинное отделения. В кормовой части корпуса станции расположены: насосное отделение, емкости запаса дизельного топлива и жидкости для промывки грузовых трубопроводов, цистерна подсланевых вод. На палубе в кормовой части в отдельной надстройке раз-

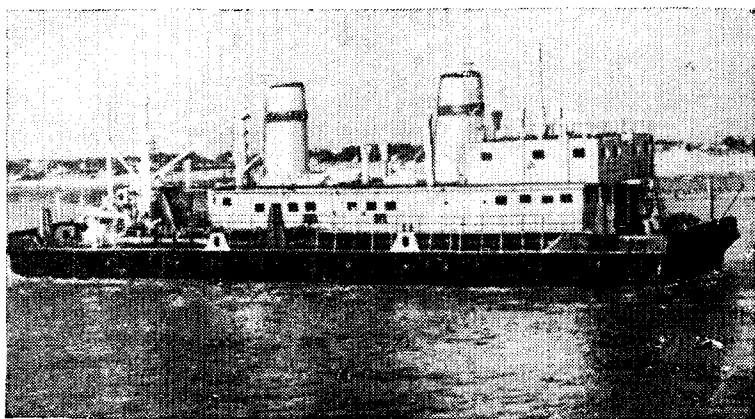


Рис. 196. Нефтестанция проекта Р-62

мещено вакуум-насосное отделение. Все жилые и санитарно-бытовые помещения находятся в носовой части судна в двухъярусной надстройке.

В качестве грузовых насосов для выгрузки вязких нефтепродуктов из наливных судов установлены четыре электроприводных винтовых насоса 4 марки ВС-200 с общей подачей $0,22 \text{ м}^3/\text{с}$ и давлением нагнетания $1,0 \text{ МПа}$. Зачистка судов производится двумя вакуумными зачистными установками, состоящими из двух электроприводных вакуум-насосов 1 РКМ-4 и двух вакуум-баллонов 2 емкостью по 5 м^3 . Вакуум-баллоны подключены к зачистной магистрали. При работе зачистной установки нефтепродукт поступает в вакуум-баллоны, откуда откачивается одним из винтовых насосов. В качестве резервного зачистного насоса используется поршневой одноцилиндровый паровой насос 3 с подачей $0,036 \text{ м}^3/\text{с}$.

На станциях установлены два паровых огнетрубных оборотных котла с поверхностью нагрева по 200 м^2 и рабочим давлением $0,6 \text{ МПа}$.

Судовая электростанция переменного трехфазного тока напряжением 380 В состоит из двух дизель-генераторов 5 марки ДГР 300/500-1 мощностью 300 кВт и одного автоматизированного дизель-генератора 6 марки ДГА 25-9М мощностью 25 кВт (рис. 197).

Для соединения нагнетательного бортового трубопровода станции с береговым трубопроводом на правом борту установлена грузовая стрела с ручным приводом. Приемный трубопровод станции обслуживается грузовой стрелой левого борта, оборудованной гидроприводными механизмами.

Система гидроприводов обеспечивает работу гидромеханизмов грузоподъемных устройств и задвижек грузовой системы.

На станции имеется компрессор 7 202ВП-10/8 для продувания воздухом трубчатых подогревателей разгружаемых судов после окончания выгрузки нефтепродуктов в осенне-весенний период.

1. Аристов Ю. К. Ремонт оборудования дноуглубительных снарядов. М.: Транспорт, 1966. 207 с.
2. Бородулин Я. Ф., Сущенко Б. Н. Дноуглубительный флот и дноуглубительные работы. М.: Транспорт, 1973. 432 с.
3. Власов А. А. Техническая эксплуатация дноуглубительных снарядов. М.: Транспорт, 1970. 199 с.
4. Доманевский Н. А. Дноуглубление. М.: Транспорт, 1971. 272 с.
5. Животовский Л. С., Смойловская Л. А. Лопастные насосы для абразивных гидросмесей. М.: Машиностроение, 1978. 223 с.
6. Краковский И. И. Суда технического флота. Л.: Судостроение, 1968. 504 с.
7. Нурок Г. А. Гидромеханизация открытых разработок. М.: Недра, 1970. 584 с.
8. Рощупкин Д. В. Разработка грунтов землесосными снарядами. М.: Транспорт, 1969. 136 с. (Труды ВНИИГС; Вып. 69).
9. Седых А. И., Чернышов Ф. М., Кабанов А. В. Путевые работы на судоходных реках. М.: Транспорт, 1978. 327 с.
10. Спиритковский М. И. Суда технического и вспомогательного флота. М.: Транспорт, 1965. 295 с.
11. Стариков А. С. Технология работы речных земснарядов. М.: Транспорт, 1969. 240 с.
12. Хабенский М. Я., Суколенов А. Е. Плавучие краны. М.: М.: Транспорт, 1964. 188 с.
13. Харин А. И. Разработка грунтов плавучими землесосными снарядами. М.: Стройиздат, 1966. 235 с.
14. Чекрышев А. И. Дноуглубление. М.: Транспорт, 1967. 304 с.
15. Чиняев И. А. Лопастные насосы. Л.: Машиностроение, 1973. 184 с.
16. Шкундин Б. М. Землесосные снаряды. М.: Энергия, 1968. 376 с.
17. Юфин А. П. Гидромеханизация. М.: Стройиздат, 1974. 222 с.
18. Техническая инструкция по производству землечерпательных работ. М.: Транспорт, 1968. 120 с.
19. Абрамович Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. Л.: Госэнергоиздат, 1948. 288 с.
20. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1953. 736 с.
21. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. М.: Энергия, 1964. 352 с.
22. Басин А. Н. Качка судов. М.: Транспорт, 1969. 272 с.
23. Балье О. Е. Модель течения в рабочих колесах центробежных компрессоров. Энергетические машины и установки, 1978, № 1, с. 167—179.
24. Бам-Зеликович Г. М. Расчет отрыва пограничного слоя. — Изв. АН СССР ОТН, 1954, № 12, с. 68—85.

25. Баракан Г. Х., Вольфензон Я. Н., Седаков Л. П. Перспективы применения различных типов энергетических установок на судах Морского флота. Судостроение за рубежом ЦНИИ «Румб», 1972, № 3, с. 3—15.
26. Бекряшов А. И. Щелевидный грунтоприемник с гидроразрыхлителем. Передовой опыт и новая техника. ЦБНТИ Минречфлота, 1980, вып. 3 (75), с. 40—43.
27. Брук М. А., Рихтер А. А. Режимы работы судовых дизелей. Л.: Судпромгиз, 1963. 482 с.
28. Власов В. Г. Автоматическое управление технологическим процессом дноуглубления. — В сб.: Автоматизация технологического процесса дноуглубления. Новосибирск, 1977, с. 3—23 (Труды НИИВТ; Вып. 127).
29. Власов В. Г., Осипов В. И. АСУ технологией дноуглубления. Речной транспорт, 1979, № 9, с. 40—41.
30. Волков В. И., Разживин С. Н. Расчет и проектирование грунтовых насосов и черпаковых устройств земснарядов. Горький, ГИИВТ, 1976, с. 39—79.
31. Войткунский Я. И., Першиц Р. Я., Титов И. А. Справочник по теории корабля. 2-е изд. перераб. и доп. Л.: Судостроение, 1973. 307 с.
32. Гамзин Б. П. Оборудование многочерпаковых земснарядов системой централизованной автоматической смазки./Производственно-технический сборник МРФ, 1968, вып. 70, с. 38—40.
33. Гарбузов З. Е. Землеройные машины непрерывного действия. М.: Машиностроение, 1965. 275 с.
34. Губанов В. Е. Классификация судов технического флота. — Судостроение, 1973, № 3, с. 5—10.
35. Давыдов В. В. Прочность судов внутреннего плавания. М.: Транспорт, 1978. 520 с.
36. Дашков Б., Матюхин В. Автоматизация рабочих перемещений земснаряда. — Речной транспорт, 1979, № 9, с. 38—39.
37. Добровольский В. А. Детали машин. Киев, Гостехиздат Украины, 1954. 599 с.
38. Елисеев Б. М. Расчет деталей центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1975. 207 с.
39. Жарницкий Е. П. Профилирование рабочих колес грунтовых насосов./Техническая информация ВНИИЭСМ МПСМ СССР, 1971, вып. 10, с. 9—12.
40. Зеленин А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами, 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968. 375 с.
41. Зеленин А. Н., Баловнев В. И., Керов И. П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.
42. Зерцалов А. И. Зарубежные конструкции судовых и плавучих кранов. М.: НИИНИФОРМТЯЖМАШ, 1965. 36 с.
43. Иванов В. А. Расчет и проектирование оперативных лебедок земснарядов (Учебное пособие). Горький, ГИИВТ, 1977. 72 с.
44. Иванов В. А., Разживин С. Н. Обоснование выбора скорости рабочего перемещения многочерпаковых земснарядов. — Тр. ГИИВТ, 1976, вып. 151, с. 14—24.
45. Иванов В. А. К расчету усилий, возникающих при работе фрезерных разрыхлителей. — Тр. ГИИВТ, 1970, вып. 110.
46. Иванов В. А., Павлов А. Г. О влиянии работы специального оборудования на напряженное состояние корпуса землесоса. — Тр. ГИИВТ, 1975, вып. 142, ч. I, с. 3—25.
47. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М — Л., Госэнергоиздат, 1960. 464 с.
48. Ильин Н. И. Судовой лебедчик-моторист. М.: Транспорт, 1977. 191 с.
49. Картышов А. В., Пенкин Н. С., Погодаев Л. И. Износостойкость деталей земснарядов. Л.: Машиностроение, 1972. 160 с.
50. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.

51. Коновалов И. М. Гидромониторные суда. Л. — М.: Речиздат, 1941. 131 с.
52. Королев В. В. Исследование поля скоростей в зоне всасывания уширенного наконечника с помощью электрогидродинамических аналогий. — Тр. ГИИВТ, 1976, вып. 151, с. 65—78.
53. Королев В. В. Исследование влияния геометрических размеров и формы зева всасывающего наконечника на грунтозабор. — Тр. ГИИВТ, 1975, вып. 142, Горький, с. 52—65.
54. Куковицкий Ф. А., Лукин Н. В. Патрульный земснаряд В-37. — Лесная промышленность, 1974, № 5, с. 19—20.
55. Кутыркин В. А., Горелкин В. И., Цветков В. С. Грузовые насосные установки речных нефтестанций и танкеров. Волго-Вятское книжное издательство, 1966. 58 с.
56. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М. — Л.: Машиностроение, 1964. 364 с.
57. Лосев И. А. Электрооборудование судов технического флота. — Л.: Судостроение, 1966. 224 с.
58. Лукин Н. В. Расчет оптимальной скорости движения смеси в грунтопроводе землесоса. — Тр. ГИИВТ, 1970, вып. 110, с. 41—57.
59. Лукин Н. В. К расчету грунтовых насосов повышенной быстроходности. — Тр. ГИИВТ, 1973, вып. 135, с. 17—27.
60. Лукин Н. В. Особенности кавитации в грунтовых насосах. — Тр. ГИИВТ, 1975, вып. 142, с. 34—40.
61. Лукин Н. В. Расчет и проектирование грунтонасосных установок речных землесосов. Горький, ГИИВТ, 1974. 49 с.
62. Лукин Н. В. О выборе регулируемых параметров для систем автоматического регулирования землесосов. — Тр. ГИИВТ, 1970, вып. 110, с. 74—80.
63. Лукин Н. В. Об условии отрыва потока на входных кромках лопастей рабочих колес центробежных насосов. — Тр. ГИИВТ, 1979, вып. 172, с. 33—49.
64. Лукин Н. В., Герасенькин В. А. Экспериментальные исследования рабочего колеса грунтового насоса. — Тр. ГИИВТ, 1980, вып. 177, ч. II, с. 58—67.
65. Лукин Н. В., Гамзин Б. П. Увеличение срока службы деталей переднего уплотнения грунтового насоса землесоса проекта № 23—112. Передовой опыт и новая техника/ЦБНТИ Минречфлота, 1980, вып. 2 (74), с. 41—44.
66. Малышкин А. Г., Морозов Н. П. Эксплуатация речного нефтеналивного флота. Горький, ГИИВТ, 1971. 190 с.
67. Мартынов А. А. Исследование оптимальных параметров и состава энергетических установок дноуглубительного флота. Автореферат диссертации. Одесса, 1975. 20 с.
68. Миюсов В. А. Влияние динамических свойств черпаковых устройств на эффективность работы земснарядов. — Речной транспорт, 1970, № 3, с. 42—43.
69. Морозов Д. К. Расчет свайного аппарата землесосного снаряда. — Тр. ОИИМФ, М.: 1955. Юбилейный выпуск.
70. Огородников С. П. Некоторые вопросы теории подводной разработки грунтов. — В сб.: ЦНИИТСТРОМ Гидромеханизация при разработке тяжелых грунтов, М.: 1968, с. 9—41.
71. Окунь С. В., Жаботинский С. Н. Зарубежные системы ориентации земснарядов на прорези и приборы контроля за их работой. Передовой опыт и новая техника. М.: Транспорт, 1976, с. 82—93.
72. Проскура Г. Ф. Центробежные и пропеллерные насосы. Госэнергоиздат, 1932. 172 с.
73. Пухов П. П. Гидравлические разрыхлители грунта на землесосных снарядах. — Речной транспорт, 1957. 66 с.
74. Пухов П. П. Лабораторные исследования влияния угла наклона струй гидроразрыхлителя на работу землесоса. — Тр. ГИИВТ, 1960, вып. 18, с. 24.
75. Рабей И. Л., Сизов Г. Н. Специальные системы нефтеналивных судов. Л.: Судостроение, 1966. 315 с.

76. Разживин С. Н. Теоретические основы проектирования черпака землечерпательного снаряда. — Тр. ГИИВТ, 1970, вып. 110, с. 113—124.
77. Разживин С. Н. Обоснование расположения вала верхнего барабана и грунтового кодода у многочерпаковых земснарядов. — Тр. ГИИВТ, 1976, вып. 151, с. 25—32.
78. Роджерс С. Влияние степени торможения потока в рабочем колесе на его срывные характеристики. Теоретические основы инженерных расчетов. М.: Мир, 1977, № 1, с. 178—196.
79. Седаков Л. П., Баркман Г. Х., Вольфензон Я. Н. Тенденции развития зарубежной судовой энергетики в 1974 г. — Судостроение за рубежом, ЦНИИ, «Румб», 1975, № 10, с. 3—14.
80. Семенов Ю. А. Электрооборудование и автоматика земснарядов. М.: Транспорт, 1976. 156 с.
81. Серенсен С. В., Шпейдерович Р. М., Громан М. Б. Валы и оси. М.: Машгиз, 1959. 254 с.
82. Сизов Г. Н. Струйные установки и их применение на речном транспорте. М.: Транспорт, 1967. 160 с.
83. Смойловская Л. А. Экспериментальное исследование характера течения гидросмеси в каналах насоса. — Тр. ВИГМ, 1961, вып. XXIX, с. 24—39.
84. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. М.: Машгиз, 1960. 462 с.
85. Федоров Р. М. О границе срыва потока в компрессорных решетках. Известия АН СССР «Энергетика и транспорт», 1965, № 4, с. 91—97.
86. Феофанов В. И. Сопротивление материалов. М.: Физматгиз, 1963. 540 с.
87. Фрейлих Г. З. Иоганн Г. Дноуглубительный флот. М.: Транспорт, 1964. 300 с.
88. Чебаевский В. Ф., Петров В. И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1973. 152 с.
89. Шемель В. Б. Исследование срывных кавитационных режимов центробежных насосов. — Тр. ВИГМ, 1958, вып. XXII, с. 13—29.
90. Шерстюк А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Высшая школа, 1972. 343 с.
91. Высокооборотные лопаточные насосы. Под ред. Б. В. Овсянникова и В. Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
92. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. Под ред. Т. М. Башты. М.: Машиностроение, 1970. 503 с.
93. Гидротехническое и промышленное строительство. Сборник научных статей. Калинин, 1975, вып. 1, с. 114.
94. Краткий справочник машиностроителя. Под ред. С. А. Чернавского. М.: Машиностроение, 1966. 797 с.
95. Лопастные насосы. Под ред. Л. П. Грянкова и А. Н. Папира. Л.: Машиностроение, 1975. 430 с.
96. Металлические доки. Под ред. М. А. Ловягина. Л.: Судостроение, 1964. 336 с.
97. Расчеты крановых механизмов и их деталей. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. 496 с.
98. Речной Регистр РСФСР. Правила постройки стальных судов внутреннего плавания. Часть II. М.: Транспорт, 1966. 133 с.
99. Справочник по серийным речным судам. Т. 6. М.: Транспорт, 1977. 190 с.
100. Справочник по серийным речным судам. Т. 5. М.: Транспорт, 1976. 207 с.
101. Acosta A. I. An Experimental and Theoretical Investigation of Two — Dimensional Centrifugal Pump Impellers. Trans. ASME, 1954, No 76, p. 749—763.
102. Yasutoshi Senoo, Yoshinori Kita, Kusuo Ookuma, Hiroshi Ikeda and Yasuo Takamatsu. Increase of pump Head and Efficiency due to Weak Cavitation. Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University. Vol. 34, No 1, Aug. 1974, p. 1—9.
103. Lieblein. Loss and stall analysis of compressors Cascades. Trans. ASME, 1959, D 81, No 3, p. 387—400.
104. Murden William R., Donowan Robert E. A nuclearpowered drudge for the 70's. «World Dredg. and Mar. Constr.», 1971, 7, No 7, p. 19—24.
105. Norio Uchida, Kensaky Imaihi and Toshiaki Spiral radial force on the impeller of centrifugal pump. Bulletin of the ISME, vol 14, No 76, October, 1971, p. 1106—1117.
106. Blaum K., Marnits F. Die Schwimmbagger. Bd. 11. Springer, 1963.
107. Roorda A., Vertregt J. Floating dredgers Haarlem, 1963.
108. Welte A. Ölhydraulische Antriebe im Schwimmbaggerbau. Aus der Zeitschrift Ölhydraulik und pneumatik, No 8, 1966.
109. Welte A. Verschleißerscheinungen an Baggerkreiselumpen. «VDJ — Berichte», Düsseldorf, Heft 75/1964, s. 20.
110. Gibert R. Transport hydraulique et refoulement des mixtures en condites. Annales des ponts et chaussées. 1960, No 3.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Настоящий указатель отражает основные понятия, содержащиеся во всем тексте книги, кроме аннотации и списка литературы.

Материал расположен в алфавитном порядке по принципу «слово за словом». В заголовках и подзаголовках рубрик применена инверсия в тех случаях, когда на первое место необходимо вынести наиболее значимое слово. Например, «захват фрикционный», «быстроходности коэффициент».

В указателе одним знаком тире заменено каждое слово заголовка при повторении его в подзаголовке (подрубике) и каждое повторяющееся слово подзаголовка (включая предлоги).

А

Автоматизированная система управления:
технологическим процессом
дноуглубления 317

Автоматическая система ориентации
земснаряда на прорези:
«Автоствор» 324
«Радиус» 325

Аппарат свайный:
напорного хода 283
шагающий 280

Аппараты струйные 17

Б

Батоксы 205
Башня черпаковая 227
Бернулли уравнение 151
Блазиуса формула 124
Брандвахта 340
Быстроходности коэффициент 156,
171

В

Ватерлиния 205
360

Вейсбаха формула 125
Время навигационное 326
Вибрация корпуса земснаряда 304
Винт регулируемого шага 51
Вихревая зона — см. зона обратных
течений

Г

Гидросмесь:
гетерогенная 120
гомогенная 120
Гидротрансформатор 240
Глубина фронта размыва 78
График технологический 316
Грейфер двухчелюстной 255
Грунт:
глубина извлечения 17
гранулометрический состав 7
малосвязный 8
несвязный 8
связный 8
физические свойства 9

Грунтомер 313
Грунтоприемник:
волокающийся 68
с принудительным подводом грун-
та 86
щелевидный 73
эллиптический 66

Грунтопровод:
взвешенно-потопляемый 118
береговой 118
всасывающий 107
корпусной 112
плавающий 34
подвесной 116
Густота решетки лопасти 140

Д

Дарси формула 124
Дверцеподъемное устройство 337
Дверцы днищевые 336
Движители земснарядов 63
Диаметральная плоскость снаряда
Диаметры грунтопроводов стандар-
тизованные 131
Док плавающий:
балластная система 345
классификация 342
устройство 341
Допплера принцип 323

Ж

Журнал:
вахтенный 13
машинный 13
рабочий 13

З

Запас кавитационный 151
Затопленная струя:
переходное сечение 76
полюс 76
ядро постоянных скоростей 76
Захват фрикционный 282
Земснаряды дноуглубительные:
землесосные 14
многочерпаковые 22
назначение 5
одночерпаковые грейферные 28
— штанговые 26
подача 42
скалобурильные 32
скалодробильные 30
Зона:
обратных течений 141
отрыва потока 147

И

Интенсивность изнашивания:
в начальных сечениях грунтового
отвода 148

гидробразивного деталей грунто-
вых насосов 163
Источники энергии земснарядов:
газотурбинные 53
дизельные 54
паровые 52
электрические 58

К

Кавитация:
вихревая 153
критический режим 154
критическое число 155
понятие 150
струйная нестационарная 153
— стационарная 153

Карта технологическая 12
Катамаран 118
Конвейеры ленточные:
автономные плавающие 39
бортовые 39

Консистенция — см. грунты связные
Конформное отображение поверхно-
сти 177

Коэффициент:
местных потерь для воды 125
полезного действия черпакового
устройства 243
транспортабельности 120
эксплуатации земснаряда 328

Крупность частиц гидравлическая 119

Л

Лебедка электрическая 291
Лебедки оперативные:
многобарабанные 256
нагрузка внешняя 261
однобарабанные 249
устройство 258

Лента конвейерная 39
Лотковое устройство 37
Лоток:
грунтоотводный 23
грунтоотвозный неподвижный 250
— подвижный 250

М

Масленка колпачковая 237
Меридиональное сечение рабочего
колеса 172
Мотозавозня 338
Мощности передача:
машинная 61

механическая 60
прямая 59
Мощность:
привода разрыхлителя 100
черпакового двигателя 241

Н

Наряд—задание 12
Насадка коническая 35
Насосы:
бесштанговые погружные 352
винтовые 352
поршневые 351
центробежные 351
Напор теоретический грунтового на-
соса 174
Никурадзе формула 124

О

Обобщенная скоростная характери-
стика дизеля 160
Объем извлекаемого грунта 326
Ориентация зева грунтоприемника 66
Отвод спиральный 144

П

Папильонаж якорный 51
Папильонирование свайно-якорное 50
Передача гидромеханическая 240
Площадь зева грунтоприемника 91
Подача разрыхлителя 106
Подъемник пневматический — см.
эрлифт
Понтон плавучего грунтопровода:
головной 114
концевой 114
промежуточный 114
разливной 114
шпилевый 114
Потери гидравлического торможения
в грунтовом насосе 141
Привод черпаковый:
гидромеханический 240
механический 240
электромеханический 240
Прилипаемость — см. физические
свойства грунта
Прорезь судоводная:
серия 10
створные вехи 10
— знаки 10
ширина 48
Профиль лопасти в плане 177

362

Р

Рабочие перемещения снарядов 40
Разработка грунта способы:
папильонажный 42
траншейный 41
Разрыхлитель:
гидравлический — см. грунтопри-
емник щелевидный
привод 104
роторно-ковшовый 105
фрезерный 86
Разрыхления коэффициент 9
Разрыхляемость грунта 9
Расходомер:
гидравлический 313
периодической оценки 313
электромагнитный 313
Резонансная качка земснаряда 305
Репер береговой 11
Рыхление грунта струями воды 70

С

Скорость рабочего перемещения сна-
ряда 94
Соединение гибкое:
резинотканевый рукав 109
шарнир сальниковый вертикаль-
ный 112
— — наклонный 113
— шаровой металлический 108
шаровое грунтопровода 114
Сосун:
атакующего типа
бортовой 21
Средняя линия профиля модельного
сечения 177
Способы рабочих перемещений зем-
снаряда:
багермейстерский 43
папильонажный 42
параллельный папильонаж 43
траншейный 43

Т

Тиристорный привод 55
Толщина полезно-снимаемого слоя
грунта 265
Транспорт гидравлический 119
Транспортирование грунта способы:
конвейерный 39
лотковый 37
непосредственный 40
с помощью конических насадок 35
самоотвозный 40

трубопроводный 34
шаландовый 36
Тримаран 118

У

Уровень воды:
проектный 11
рабочий 11
срезка 11
Установка грунтонасосная 14
Устройство грунтозаборное 65

Х

Ход свайный 48

Ц

Цепи черпаковые:
безмайонные 186
звенья соединительные 187
майонные 186
натяжное устройство 233

Ч

Черпак:
безмайонной цепи 195

вместимость 197, 199
сварной 194
теоретический чертеж 203
частота опораживания 199

Ш

Шаланда:
опрокидывающаяся 333
раскрывающаяся 333
с глухими трюмами 332
с откидными днищевыми дверцами
332
-самосвал
Ширина разрабатываемой ленты —
см. подача разрыхлителя
Шпангоуты 205

Э

Энергоемкость удельная резания
грунта 100
Эрлифт 18
Эффективность работы земснаряда
329

Я

Язык спирали — см. отвод спираль-
ный

Введение	3
--------------------	---

Раздел первый

Дноуглубительные снаряды

Г л а в а 1. Общие сведения об использовании земснарядов и организации дноуглубительных работ	5
§ 1. Назначение и область применения	5
§ 2. Основные сведения о разрабатываемых грунтах и их классификация	6
§ 3. Организация дноуглубительных работ	10
Г л а в а 2. Классификация и устройство дноуглубительных снарядов	13
§ 4. Типы снарядов	13
§ 5. Землесосы	14
§ 6. Землесосы-эжекторы, землесосы-эрлифты и самоотвозные землесосы	17
§ 7. Многочерпаковые снаряды	22
§ 8. Одночерпаковые снаряды	26
§ 9. Снаряды для разработки скальных грунтов	30
§ 10. Размыватели дна и дноочистительные снаряды	32
Г л а в а 3. Транспортирование извлеченного грунта	34
§ 11. Трубопроводный способ и отвод грунта через конические насадки	34
§ 12. Шаландовый и лотковый способы	36
§ 13. Конвейерный, самоотвозный и непосредственный способы	39
Г л а в а 4. Способы рабочих перемещений земснарядов	40
§ 14. Перемещение снарядов при помощи якорей	40
§ 15. Перемещение при помощи свай	44
§ 16. Свайно-якорный способ. Перемещение снарядов при помощи движителей	46
Г л а в а 5. Энергетические установки земснарядов	51
§ 17. Паровые и газотурбинные установки	51
§ 18. Дизельные установки	54
§ 19. Электрические установки	58
§ 20. Типы передач мощности насосу или главному механизму	58
§ 21. Источники энергии для привода движителей. Типы движителей земснарядов	63

Г л а в а 6. Грунтонасосные комплексы землесосов	65
§ 22. Грунтозаборные устройства без разрыхлителей	65
§ 23. Грунтозаборные устройства с гидравлическими разрыхлителями	69
§ 24. Расчет грунтоприемников с гидравлическими разрыхлителями	76
§ 25. Грунтозаборные устройства с фрезерными разрыхлителями	86
§ 26. Расчет кинематических и технологических параметров процесса резания грунта фрезой	92
§ 27. Усилия резания грунта фрезой	96
§ 28. Привод фрезерного разрыхлителя	100
§ 29. Роторно-ковшовые разрыхлители	105
§ 30. Всасывающие грунтопроводы	107
§ 31. Нагнетательные грунтопроводы	111
§ 32. Основные сведения по гидротранспорту	118
§ 33. Потери напора на трение. Критическая скорость	122
§ 34. Потери напора в местных сопротивлениях	125
§ 35. Расчет параметров грунтонасосной установки	128
§ 36. Типы грунтовых насосов	134
§ 37. Особенности геометрии проточной части и рабочего процесса грунтовых насосов	136
§ 38. Отводы грунтовых насосов	144
§ 39. Кавитация в грунтовых насосах	150
§ 40. Характеристики грунтовых насосов	157
§ 41. Характеристики и режимы работы грунтонасосных комплексов	160
§ 42. Гидроабразивное изнашивание деталей грунтовых насосов	163
§ 43. Основы гидравлического расчета грунтовых насосов	171
§ 44. Материалы для деталей и конструкция грунтовых насосов	182

Г л а в а 7. Черпаковые и грунтоотводные устройства земснарядов	186
§ 45. Черпаковые цепи	186
§ 46. Расчет натяжений черпаковой цепи	189
§ 47. Черпаки многочерпаковых снарядов	194
§ 48. Расчет вместимости черпака	199
§ 49. Определение размеров черпака	200
§ 50. Построение теоретического чертежа черпака. Определение вместимости	203
§ 51. Определение углов δ_2 наклона боковых стенок черпака	207
§ 52. Черпаковые рамы	213
§ 53. Черпаковые барабаны	216
§ 54. Расчет вала верхнего барабана	220
§ 55. Расчет оси нижнего барабана	223
§ 56. Черпаковые скаты и башня	224
§ 57. Расположение черпакового устройства	227
§ 58. Определение длины черпаковой цепи	231
§ 59. Устройства для регулирования натяжения черпаковой цепи	233
§ 60. Смазочные системы деталей черпакового устройства	236
§ 61. Черпаковые приводы	238
§ 62. Расчет и проектирование черпакового привода	241
§ 63. Грунтоотводное устройство многочерпакового снаряда	248
§ 64. Черпаковые устройства одночерпаковых снарядов	252

Г л а в а 8. Палубные устройства и механизмы земснарядов	255
§ 65. Оперативные лебедки и предъявляемые к ним требования	255
§ 66. Нагрузки на земснаряд и оперативные лебедки	260
§ 67. Расчет скорости рабочих перемещений земснарядов	265
§ 68. Расчет тягового усилия оперативных лебедок и выбор рабочих канатов	268
§ 69. Расчет мощности двигателя оперативной лебедки	271
§ 70. Приводы оперативных лебедок	273
	365

§ 71. Устройство для перекладки рабочих якорей с помощью стрел	276
§ 72. Свайные аппараты	280
§ 73. Расчет основных характеристик свайного аппарата	286
§ 74. Рамоподъемные устройства земснарядов	291
§ 75. Устройства для швартовки грунтоотвозных шаланд	295

Глава 9. Особенности проектирования корпусов земснарядов	297
§ 76. Конструктивные особенности корпусов	297
§ 77. Нагрузки на корпус при работе	298
§ 78. Особенности расчета общей и местной прочности	303
§ 79. Особенности проектирования корпусных конструкций и надстроек	307
§ 80. Особенности проектирования рамы грунтозаборного устройства	309

Глава 10. Системы управления и автоматизации процесса дноуглубления	311
§ 81. Управление процессом грунтозабора и контрольно-измерительные приборы	311
§ 82. Технология работы земснарядов	315
§ 83. Системы автоматизации рабочего процесса землесосных снарядов	317
§ 84. Автоматизация рабочего процесса многочерпаковых снарядов	321
§ 85. Системы ориентации земснаряда на прорези	322

Глава 11. Техничко-экономические показатели и основные направления совершенствования дноуглубительных снарядов	325
§ 86. Техничко-экономические показатели	325
§ 87. Основные направления совершенствования дноуглубительных снарядов	329

Раздел второй

Вспомогательные суда технического флота. Плавучие краны, доки и нефтестанции

Глава 12. Вспомогательные суда технического флота	332
§ 88. Грунтоотвозные шаланды	332
§ 89. Мотозавозни и брандвахты	338
Глава 13. Плавучие доки, краны и нефтестанции	341
§ 90. Плавучие доки	341
§ 91. Плавучие краны	345
§ 92. Плавучие нефтеперекачивающие станции	350

Список литературы	355
Предметный указатель	360

Виталий Алексеевич Иванов
Николай Васильевич Лукин
Сергей Николаевич Разживин

Суда технического флота

Предметный указатель составлен Т. В. Бирюковой
Переплет художника Е. Б. Шапалиной
Технический редактор В. А. Бодрова
Корректоры: Т. А. Мальцева, Н. А. Лобунцова
ИБ № 1737

Сдано в набор 18.08.81. Подписано в печать 08.02.82. Т-00949
Формат 60×90¹/₁₆. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Высокая печать.
Усл. печ. л. 23,0. Усл. кр.-отт. 23,0. Уч.-изд. л. 26,56. Тираж 3000 экз. Заказ 452
Цена 1 р. 10 к. Изд. № 1-1/13 № 9822
Издательство «ТРАНСПОРТ», 107174, Москва, Басманный туп., 6а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041 Москва, Б. Переславская ул., 46

В. А. Иванов, Н. В. Лукин, С. Н. Разживин. Суда технического флота. Учебник для вузов водн. трансп./Под ред. Н. В. Лукина/. — М.: Транспорт, 1982. 366 с.

В книге рассмотрены основные типы судов технического флота: дноуглубительные снаряды-землесосы с гидравлическими и механическими разрыхлителями, землесосы-эжектеры, землесосы-эрлифты, многочерпаковые и одночерпаковые снаряды; вспомогательные суда — грунтоотвозные шаланды и мотозавозни; плавучие краны, доки и нефтестанции.

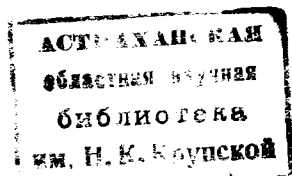
Даны сведения по устройству, основам расчета и проектированию специального оборудования, энергетических установок, освещены перспективы развития различных типов судов технического флота.

Книга предназначена в качестве учебника для студентов механической, кораблестроительной и гидротехнической специальностей институтов водного транспорта. Она может представить интерес для специалистов, занимающихся проектированием и эксплуатацией дноуглубительных снарядов.

Ил. 197, табл. 11, библиогр. 110 назв.

Книгу написали: предисловие, гл. V, VI (кроме § 25—29), гл. XIII—Н. В. Лукин; гл. I—III, VII, XII—С. Н. Разживин; гл. IV, § 25—29 гл. VI, гл. VIII—XI—В. А. Иванов.

Рецензенты: В. В. Дегтярев, Л. В. Сусляков
Заведующий редакцией О. Г. Ивлиев
Редактор Т. В. Бирюкова



Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года, утвержденными XXVI съездом КПСС, предусмотрено повысить уровень использования и надежность работы технических средств транспорта.

К судам технического флота относят обширную группу судов, имеющих соответствующее оборудование и отличающихся от обычных судов по своей архитектуре, элементам конструкции и методам расчета, и предназначенных для выполнения специальных технических задач, в большинстве случаев не связанных с обслуживанием других судов и портов [34]. Наиболее распространенными из них являются земснаряды и обслуживающие их суда.

Роль земснарядов в народном хозяйстве трудно переоценить. Они поддерживают в рабочем состоянии свыше 130 тыс. км внутренних водных путей и все морские порты, обеспечивая возможность эксплуатации транспортных судов. Огромна роль земснарядов в гидротехническом строительстве. Постоянно возрастает использование судов технического флота при добыче полезных ископаемых и минеральных строительных материалов.

Исключительное разнообразие судов технического флота, специфика их конструктивного исполнения и методов расчета делают невозможным освещение в одной книге всех типов этих судов. В предлагаемом учебнике рассмотрены земснаряды и обслуживающие их суда, плавучие доки, краны и нефтестанции, что соответствует учебным программам механической, кораблестроительной и гидротехнической специальностей институтов водного транспорта.

Основное внимание уделено земснарядам. Их специальное и механическое оборудование, архитектура и технические показатели в последнее десятилетие претерпели существенные изменения. Современный земснаряд, как правило, представляет собой самоходное обитаемое судно, имеющее все элементы транспортного, дополнительно оснащенное сложным специальным оборудованием. На большинстве современных земснарядов предусматривают системы автоматического регулирования параметров технологического процесса.