



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1
2007

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ
И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г.,
Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.
(председатель секции обработки материалов без
снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е.
(председатель секции технологии машинострое-
ния), Дроздов Ю.Н. (председатель секции кон-
струирования и расчета машин), Кутин А.А.,
Логунов А.В., Омельченко И.Н. (председатель
секции организации и экономики производства),
Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Салтыков М.А.,
Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный
секретарь)

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

*Журнал входит в перечень утвержденных
ВАК РФ изданий для публикации трудов
соискателей ученых степеней*

Журнал переводится на английский язык,
переиздается и распространяется
во всем мире фирмой
"Аллертон Пресс" (США)

Ордена Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

129626, Москва,
проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за
№ 77-12421 в Комитете Российской Федерации по
печати

Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России")
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в Подольской
типографии, филиале ОАО "ЧПК",
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- Афонин С. М.** — Многомерная структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя наноперемещений 3
- Подгаевский О. Л.** — Несущая способность линейного локального контакта при циклическом нагружении зубьев плоскоцилиндрической передачи 13
- Назаров А. Д.** — Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щеки коленчатого вала 18
- Асташкевич Б. М., Сапожников С. А., Булюк А. С.** — Исследование биметаллических втулок цилиндров мощных дизелей 23
- Молчанов В. И.** — Исходные червяки для металлополимерных червячных передач. 29
- Жулай В. А., Енин В. И.** — Спектральный анализ виброакустического сигнала зубчатой передачи. 31
- Герасимов С. А.** — Об автоматизации аэродинамического сопротивления 34
- Ванчиков В. Ц.** — Несущая способность смазки 35
- Красильников А. Я., Муравьев К. Ю.** — Оформление документов ЕСКД в системе AutoCAD Mechanical 39

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

- Орлов А. В.** — Повышение трибологических характеристик многорядных роликоподшипников 45
- Никишин В. Н.** — Роль трения во вторичном движении поршня 49
- Космынин А. В., Шаломов В. И., Чернобай С. П.** — Высокоскоростные шпиндельные узлы с опорами на газовой смазке 51

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Черный А. Г.** — Показатели надежности несинхронной сборочной линии и организация ее технического обслуживания 53
- Чернобай С. П., Петров М. Р.** — Пневматический шлифовальный инструмент. 56
- Делюсто Л. Г.** — Экспериментальное исследование влияния промежуточных технологических операций на результаты механических испытаний образцов холоднокатаных сталей 08Ю и 08ЮПР до и после обработки в постоянном магнитном поле 59

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

- Омельченко И. Н., Бурак М. О.** — Алгоритм анализа, оценки и выбора оптимальных логистических целей 68
- Петраков А. М.** — Системно-структурный анализ процессов, регламентов и стандартов регулирования технического контроля на стадиях производства самолетов с помощью моделей квантификации 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

- Зайчиков А. Ф.** — Газогидравлические амортизаторы 84
- Антипов П. Г.** — К вопросу идеализации сверхнизкопрофильного колеса 87
- Барейн А. Г.** — К вопросу о самозатачивании ножей 89
- Иванов А. Н.** — Форум "PCVEXPO-2006" 90
- Потапова Г. С.** — Обзор зарубежных изданий. 93
- Реклама** 86
- Вниманию читателей** 44, 96

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Afonin S.M.** — Multi-dimensional structural-parametrical model of sectional piezoengine for nano-displacement 3
- Podgaevsky O.L.** — Linear local contact bearing strength at repeated loading teeth of plano-cylinder gearing 13
- Nazarov A.D.** — Balancing V8-engines by counter-weight installation on the crank web continuation 18
- Astashkevich B.M., Sapozhnikov S.A., Bulyuk A.S.** — Study of power-ful diesel engines' bi-metal cylinder bushing 23
- Molchanov V.I.** — Initial worms for the metal-polymeric worm gearing 29
- Zhulay V.A., Yenin V.I.** — Spectrum analysis of gearing vibrant-acoustic signal 31
- Gerasimov S.A.** — On the automated modelling of aerodynamic air drag 34
- Vanchikov V.Ts.** — Lubricant load capacity 35
- Krasnikov A.Ya., Muraviov K.Yu.** — The ESKD documents registration in the AutoCAD Mechanical system 39

Series of articles

"Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

- Orlov A.V.** — Multi-row roller bearing tribological behaviour improvement 45
- Nikishin V.N.** — Function of friction in the piston secondary stroke 49
- Kosmynin A.V., Shalomov V.I., Chernobay S.P.** — High-speed spindle assemblies with gas-lubricated bearings 51

MANUFACTURING TECHNOLOGY

- Cherny A.G.** — Reliability index of asynchronous assembly line and its service work arrangement 53
- Chernobay S.P., Petrov M.P.** — Pneumatic polishing tool 56
- Delyusto L.G.** — Pilot research of intermediate production operations' effect on the mechanical test results of the cold-rolled steels 08Ю and 08ЮПР before and after processing in the constant magnetic field 59

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

- Omelchenko I.N., Burak M.O.** — Optimal logical path analysis evaluation and choice algorithm 68
- Petrakov A.M.** — System-structural analysis of processing, standing orders and standards for the technical control management at the phase of aeroplane production by the quantification models 78

TECHNICAL INFORMATION

- Zaychikov A.F.** — Gas-hydraulic shock-absorbers 84
- Antipov P.G.** — On the idealization of superlow-profile wheels 87
- Bareyan A.G.** — On the knives self-sharpening 89
- Ivanov A.N.** — Forum "PCVEXPO-2006" 90
- Potapova G.S.** — Review of foreign journals 93

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *И. С. Павлова*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 02.11.2006. Подписано в печать 14.12.2006.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,15. Заказ 33.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

Таким образом, получено, что суммарные сопротивления перекадки поршня эквивалентны значению силы N в момент начала свободного движения поршня, зависят от такта и режима работы дизеля.

Свободное вторичное движение поршня описывается дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x}{dt^2} = N - F_{\text{сопр}}; \\ I_{O_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = cN - M_{\text{сопр}}, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ; x — поперечное перемещение поршня; I_{O_1} — момент инерции поршневой группы относительно центра масс; φ — угол поворота поршня вокруг центра масс; c — расстояние от оси поршневого пальца до центра масс.

Обозначив скорость перекадки центра масс как V_{O_1} , приняв скорость изменения силы N за время перекадки постоянной и проинтегрировав выражение (1) в интервале $t_0 \div t_\delta$, получим выражение:

$$V_{O_1} = \frac{t_\delta^2 \dot{N}}{2m} - \frac{t_\delta F_{\text{сопр}}}{m}. \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что свободное поперечное движение поршня с учетом сопротивлений начнется в момент времени, когда $V_{O_1} \geq 0$. Тогда из выражения (2) суммарная сила сопротивления свободному поперечному движению поршня $F_{\text{сопр}} = t_n \dot{N}/2$, где t_n — время начала свободного поперечного движения поршня, отсчитываемое от момента смены знака силы N .

Суммарная сила сопротивления поперечному движению поршня $F_{\text{сопр}} = N_n/2$, где N_n — значение силы N в момент начала перекадки поршня.

Из эксперимента получено: на нерабочих ходах суммарное сопротивление $F_{\text{сопр}} = 0,3 \pm 1$ кН и соответственно $1,6 \div 1,9$ кН на рабочем ходе. Разброс определяется скоростным режимом работы дизеля.

Силы и моменты сопротивления не оказывают влияния на максимальную скорость перекадки поршня, но они определяют начало свободного движения поршня, а следовательно, и окончание перекадки — соударение поршня с гильзой.

УДК 621.829.9-229.331

А. В. КОСМЫНИН, д-р техн. наук, В. И. ШАЛОМОВ (ГТУ, г. Комсомольск-на-Амуре),
С. П. ЧЕРНОБАЙ, канд. техн. наук (ОАО "Комсомольское-на-Амуре авиационное производственное объединение" им. Ю. А. Гагарина)

Высокоскоростные шпиндельные узлы с опорами на газовой смазке

Рассмотрены конструкции высокоскоростных шпиндельных узлов с опорами на газовой смазке и даны их технические характеристики.

Constructions of the high-speed spindle assemblies with gas-lubricated bearings are considered, their performance characteristics are given.

Современный уровень требований к точности, быстроходности и долговечности шпиндельных узлов характеризуется следующими показателями [1]: погрешность вращения менее 0,5 мкм; долговечность более 5000 ч; быстроходность более $5 \cdot 10^5$ мм · мин⁻¹.

Достижение таких высоких показателей при шлифовании изделий с использованием шпиндельных узлов на опорах качения осложняется сравнительно малой окружной скоростью резания, что вынуждает прибегать к сильному прижатию круга. Это приводит к изгибу оправки, искажению геометрии изделия и к снижению качества шлифуемой поверхности из-за засаливания круга.

Внедрение в конструкцию шпиндельных узлов подшипников на газовой смазке позволяет повысить жесткость и массу шпинделя путем увеличения диаметра рабочих шеек при одновременном повышении окружной скорости шлифовального круга. Последнее позволяет

осуществлять шлифование с большими подачами, что приводит к повышению производительности труда, улучшению качества шлифования и уменьшению чувствительности к дисбалансу оправки и круга, так как их масса заметно меньше массы шпинделя.

Помимо сказанного, многолетний опыт ЭНИМСа [2] по эксплуатации пневмошпинделей с подшипниками на газовой смазке в условиях мелкосерийного и серийного производства позволил выявить их дополнительные преимущества по сравнению со шпинделями на опорах качения:

1) большую долговечность, определяемую временем работы шпинделя, при неизменном качестве шлифования;

2) в 4÷5 раз меньший уровень вибрации;

3) исключение загрязнения окружающей среды масляным туманом вследствие применения чистого воздуха в качестве смазки.

Результатом совместной работы ОАО "КНААПО" с Комсомольским-на-Амуре государственным техническим университетом явилось создание двух моделей высокоскоростных внутришлифовальных пневмошпинделей для шлифовальных станков.

Конструкция высокоскоростного внутришлифоваль-

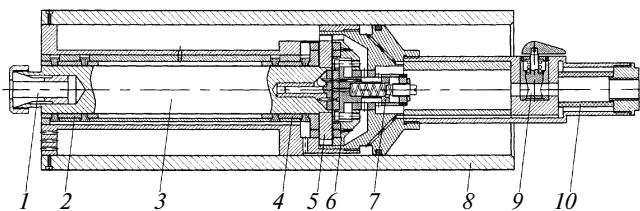


Рис. 1. Конструкция высокоскоростного внутришлифовального шпинделя:

1 — цанговый зажим; 2 — опорный подшипник; 3 — шпиндель; 4 — опорно-упорный подшипник; 5 — рабочее колесо турбины; 6 — сопловой аппарат турбины; 7 — регулятор предельной частоты вращения; 8 — гильза; 9 — клапан; 10 — фильтр

ного шпинделя к шлифовальному станку мод. 3А228 показана на рис. 1.

Газовыми опорами шпинделя служат: двусторонний упорный подшипник с микролабиринтами и два радиальных подшипника с частично пористой стенкой вкладыша. Каждый радиальный подшипник имеет два ряда пористых вставок диаметром 4 мм, расположенных равномерно по окружности. Материал вставок — пористая бронза, изготовленная методом порошковой металлургии. При диаметре шпинделя 30 мм относительная длина подшипников равна 1,2. Относительное расстояние пористых вставок от торцов подшипника — 0,26. Средний радиальный зазор $s = 17$ мкм. Вкладыш подшипников изготовлен из бронзы Бр010, а шпиндель — из стали 3Х13. После токарной обработки шпиндель закачивали до твердости $60 \div 62$ HRC с охлаждением ниже 70°C между промежуточными отпусками. Такая термообработка позволяет стабилизировать структуру металла и тем самым предотвратить в дальнейшем поводку шпинделя. После окончательной обработки поверхности шпинделя отклонения от формы (конусность, овальность, бочкообразность и т. д.) не превышали 10 мкм.

Техническая характеристика шпинделя

(при избыточном давлении воздуха 0,5 МПа)

Мощность, кВт	1,6
Частота вращения, мин^{-1}	32 000
Быстроходность, мм/мин	$9,6 \cdot 10^5$
Диаметр шлифуемого отверстия, мм	Не более 200
Диаметр шлифовального круга, мм	Не более 70
Габаритные размеры гильзы, мм:	
диаметр	100
длина	400
Масса, кг	18

Испытания опытного образца внутришлифовального шпинделя показали хорошее качество шлифуемой электрокорундовым кругом 25СТ18К поверхности отверстий (сталь Х18Н10Т, параметр Ra шероховатости не более 0,04 мкм), высокую точность ее обработки (отклонение от круглости не более 0,2 мкм, волнистость поверхности на доводочном режиме не обнаружена) и безотказную работу газовых опор. Установлено также, что износ шлифовального круга при работе на разработанной конструкции шпинделя уменьшается в 1,4 раза по сравнению с отраслевой конструкцией головки мод. ВШГ 000.000РЭЭ на опорах качения. При этом производительность труда возрастает примерно в 2,3 раза.

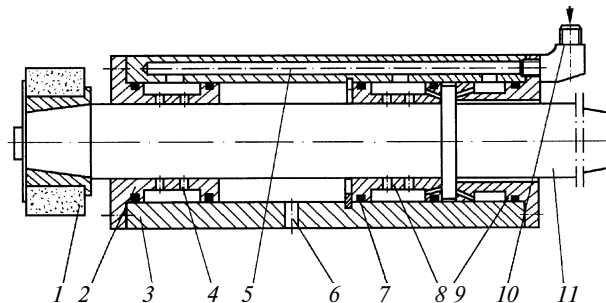


Рис. 2. Конструкция высокоскоростного шпиндельного узла на газостатических опорах с пористыми вставками

Высокоскоростной шпиндельный узел внутришлифовального станка мод. 3К227В показан на рис. 2.

Этот шпиндельный узел спроектирован с учетом возможности работы от штатного привода и от воздушного турбопривода. Газовыми опорами шпинделя служат радиальные подшипники с частично пористой стенкой вкладыша и двусторонний кольцевой подпятник, выполненный с лабиринтными уплотнениями.

Основными конструктивными элементами шпиндельного узла являются: шлифовальный круг 1, радиальный газовый подшипник 2, корпус 3, радиально-упорный газостатический подшипник 4, упорный газовый подшипник 5 и шпиндель 11. Каждый радиальный подшипник имеет два ряда пористых вставок 6 диаметром 6 мм, расположенных равномерно по окружности. Средний радиальный зазор составляет 35 мкм. При диаметре вала 40 мм относительная длина подшипников равна 1,2. Относительное расстояние пористых вставок от торцов подшипника 0,25. Вкладыш подшипника изготовлен из бронзы Бр010. Упорные подшипники — двухрядные с шестью питателями диаметром 0,4 мм. Упорным гребнем подшипников служит кольцо, выполненное заодно со шпинделем. Шпиндель длиной 400 мм изготовлен из стали 38ХМЮА, азотированной на глубину 0,4 мм, твердость $50 \div 55$ HRC. Он обладает стабильностью размеров, коррозионно устойчив. Материал корпуса пневмощпинделя — сталь 30ХГСА. В стенке корпуса в осевом направлении высверлен канал 7 для подвода сжатого воздуха к питателям подшипников. В центральной части корпуса имеется отверстие 8 для отвода отработавшей воздушной смазки в окружающую среду.

Сжатый воздух под давлением $0,4 \div 0,6$ МПа подается к воздушным опорам пневмощпинделя через штуцер 10. Утечка сжатого воздуха из камеры нагнетания смазки предотвращается кольцевыми резиновыми уплотнениями 9, размещенными в корпусе подшипников.

Техническая характеристика шпинделя

(при избыточном давлении воздуха 0,5 МПа)

Рабочая частота вращения шпинделя, мин^{-1} :	
для штатного привода станка	11 000
для турбопривода	30 000
Быстроходность $d \times n$, мм/мин:	
для штатного привода станка	$4,4 \cdot 10^5$
для турбопривода	$1,2 \cdot 10^6$
Диаметр шлифуемого отверстия, мм	20 ÷ 200
Длина шлифования, мм	Не более 200
Массовый расход сжатого воздуха, кг/с	$15 \cdot 10^{-4}$
Масса, кг	11

УДК 621.757.06:658.527-192

А. Г. ЧЕРНЫЙ, канд. техн. наук (РГОТУПС, Воронежский филиал)

Показатели надежности несинхронной сборочной линии и организация ее технического обслуживания

Получены зависимости для определения показателей надежности работы несинхронной сборочной линии с учетом функциональных простоев ее узлов. Разработан метод расчета числа наладчиков и оценки эффективности их работы. Показано, что для оценки производительности несинхронной сборочной линии необходимо перманентное отслеживание надежности ее работы и качества технического обслуживания в процессе эксплуатации.

Dependencies are obtained to determine reliability indexes of asynchronous assembly line operation taking into consideration its units' functional downtime. Methods of calculating the number of adjusters and of evaluating their efficiency are developed. It is shown that permanent monitoring of the asynchronous assembly line reliability and maintenance quality is necessary at the operation process to evaluate the output of the line.

1. Существующие практические рекомендации [1] по оценке надежности несинхронных сборочных линий имеют тот недостаток, что, формулируя такие понятия, как "отказ", "наработка на отказ", "коэффициент готовности" с позиций классической теории надежности, не учитывают особенностей работы несинхронного оборудования. В других источниках [2] понятие "отказ системы" для этого оборудования рассматривается с иной точки зрения. Действительно, отказ одного из узлов не приводит к отказу системы, а восстановление отказавшего узла происходит в процессе ее функционирования. Это объясняется наличием накопителей и зало-

женной конструктивно повышенной производительностью ряда узлов, что в соответствии с концепцией, изложенной в работе [2], можно свести к наличию резерва времени. В работе [3] изложен подход к определению показателей надежности несинхронной сборочной линии. Основным показателем надежности этой несинхронной системы является коэффициент готовности, оценивающий вероятность работоспособного состояния системы по параметрам "отказ", "наработка на отказ", "время восстановления". Коэффициент готовности сборочной позиции несинхронной сборочной линии определяется следующим образом [3]:

$$K_r^n = \left(1 + \frac{1}{\tau} \sum_{i=1}^n \frac{T_{bi}^y t_{pi}^y}{t_i^y} \right)^{-1}, \quad (1)$$

где n — число независимых узлов сборочной позиции; T_{bi}^y — среднее время восстановления i -го узла после отказа; t_{pi}^y — оперативное (рабочее) время работы узла, определяемое как непрерывное за период времени, равный z средних тактов работы сборочной линии; t_i^y — средняя наработка на отказ узла, определяемая как непрерывная за тот же период времени; τ — средний такт сборочной линии.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

Эксплуатационные испытания показали надежную работу шпиндельного узла как от турбинного, так и от ременного привода, отсутствие засаливания шлифовального круга и необходимости разогрева шпинделя. При работе от турбинного привода некруглость отверстий диаметром 24 и 38 мм, выполненных в стали 20Х13, составляла не более 1,2 мкм, волнистость — до 0,1÷0,2 мкм, параметр Ra шероховатости поверхности не более 0,16 мкм; при работе от ременного привода некруглость отверстий — не более 1,4 мкм, волнистость —

не более 0,4 мкм, параметр Ra шероховатости поверхности не более 0,32 мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пуш А. В. Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование. М.: Изд-во "Станкин", 2000. 197 с.
2. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев и др. Под ред. С. А. Шейнберга. 2-е изд. М: Машиностроение, 1979. 336 с.