

СБОРКА



В МАШИНОСТРОЕНИИ,
ПРИБОРОСТРОЕНИИ

5

2013

ASSEMBLING

IN MECHANICAL ENGINEERING,
INSTRUMENT-MAKING

УДК 621.9.06

С.Я. Березин, д-р техн. наук, профессор, **Л.С. Романова**, канд. техн. наук
(Забайкальский государственный университет, г. Чита)
E-mail: Kurlser@yandex.ru

Расчет конструктивных и настроечных параметров сборочных и резьбонарезных патронов

Рассмотрены расчетные показатели геометрической (статической) и динамической точности резьбонарезных и сборочных патронов, схемы осевых и радиальных смещений отверстий относительно оси шпинделя при операциях сборки и резьбонарезания. Проведены анализы расчетов величин осевого усилия для реализации наживления инструмента или резьбообразующей крепежной детали и устойчивости элементов патрона на фазах ориентирования и наживления. Рассчитан предельный момент срабатывания муфты патрона.

Settlement indicators of geometrical (static) and dynamic accuracy of thread-cutting and assembly tapes, schemes of axial and radial shifts of openings concerning a spindle axis are considered at assembly and thread-forming operations. The analysis of calculations of sizes of axial effort for realization of a screwing of the tool or the thread-forming fastener is provided. The analysis of stability of elements of the boss on orientation and screwing phases is carried out. The limit moment of operation of the coupling of the tapes is calculated.

Ключевые слова: патрон, операция, сборка, резьбонарезание, геометрическая точность, динамическая точность, осевое усилие, устойчивость, предельный момент.

Keywords: tape, operation, assembly, thread-forming, geometrical accuracy, dynamic accuracy, axial effort, stability, limit moment.

Введение

Шпиндельная оснастка, являясь звеном технологической системы станков и сборочных машин, оказывает непосредственное влияние на конечные показатели рабочих процессов. Считается, что для обеспечения надежного начала сборки соединений или процесса резьбонарезания требуется, чтобы ввертываемая деталь или метчик обладали двумя степенями свободы в плоскости, перпендикулярной к оси детали, и свободой углового перемещения.

Однако, и при соблюдении всех этих условий, особенно при автоматизированной сборке, наблюдаются бракоопасные ситуации в виде подрезки профилей, срывов резьбы, размолачивания начальных ниток, угловых смещений и т.д. В этой связи определенный интерес представляют работы, посвященные исследованию динамики начальных этапов сопряжения инструмента или детали с отверстием [1–3]. В этих работах рассмотрена проблема реализации процесса наживления резьбовой детали исходя из условий динамического совмещения ниток резьбы. Такой подход не учитывает особенностей работы механизмов самого патрона, особенно в условиях неустойчивого положения верхней детали с учетом отсутствия резьбы в отверстии корпусной детали.

В сходных процессах, например, при внедрении метчика или раскатника, также могут возникать значительные изгибающие нагрузки. В этом случае важным показателем работоспособности патрона является его устойчивость к угловым смещениям и, соответственно, значения его жесткости при изгибе.

Проработка структурных, функциональных и конструктивных схем патронной оснастки приводит к необходимости установления ее геометрических и силовых показателей, определяющих способность обрабатывать собственные качественные характеристики.

Одной из основных задач патрона и его механизмов является обеспечение точности положения резьбоформирующего инструмента или крепежа, а также надежного совмещения резьбовых поверхностей крепежной и корпусной деталей, если сборка осуществляется без резьбообразования.

Данная задача решается установлением и достижением определенных расчетных показателей геометрической (статической) и динамической точности патронов.

Параметры геометрической точности могут быть установлены на основе размерного анализа линейных и угловых цепей, а расчет динамических показателей точности в вопросах проектирования вспомогательной оснастки практически не рассматривается. Более того, в известных источниках и в отраслевом стандарте ОСТ 2 НО 2-36–87 [4] данные показатели вообще не приведены, а процесс резьбообразования или

сборки на стадиях ориентирования чаще всего рассматривается в статике [5]. Динамика процесса сопряжения анализируется с целью установления оптимальной скорости заворачивания и необходимого момента нажатия [1–3]. По величинам компенсирующих подвижностей патронов систематические сведения также отсутствуют. Например, в общих технических условиях на вспомогательную оснастку для ОАО "АвтоВАЗ", требования на резьбонарезные патроны фирмы "Билыц" марок WFLP регламентируют величину радиальной компенсации в пределах 0,5...1,5 мм для широкого диапазона резьб от М6 до М22. При этом неизвестно, как назначать эту величину в каком-либо конкретном случае. В связи с этим предлагается расчетная методика, позволяющая производить регулировку функциональных механизмов патронной оснастки.

Настройка блоков радиальной компенсации патронов

Совмещение осей в начальный момент сопряжения производится за два перехода, включая начальное касание деталей по фаскам и окончательное совмещение осей. На первом переходе создание осевой силы приводит порой к первоначальному угловому смещению, которое впоследствии устраняется компенсирующей радиальной подвижностью патрона. С точки зрения обеспечения легкости совмещения осей патроны с радиальной подвижностью обладают лучшими показателями. Первоначальный перекосяк на втором переходе устраняется по мере увеличения осевой силы. При этом появляется радиальная составляющая усилия компенсации, обеспечивающая соосность.

Необходимо различать предельные значения радиальных смещений осей и фактические значения погрешностей положения этих осей.

Предельные значения радиальных смещений определяют на основании размерной цепи (рис. 1) с соответствующими допусками, определяемыми из условия сопряжения детали с отверстием по фаскам:

$$[e] \leq \left(\frac{d_o}{2} - \frac{d}{2} \right) + (f_{\text{ш}} - f_o) + \frac{es}{2} + \frac{T_d}{2} - \frac{EI_o}{2}, \quad (1)$$

где d_o – диаметр отверстия под резьбу;

d – наружный диаметр резьбы;

$f_{\text{ш}}$ и f_o – ширина фасок на торцах детали и отверстия соответственно;

es – верхнее предельное отклонение наружного диаметра резьбы детали;

T_d – допуск на наружный диаметр охватываемой резьбы;

EI_o – нижнее предельное отклонение диаметра отверстия под резьбу.

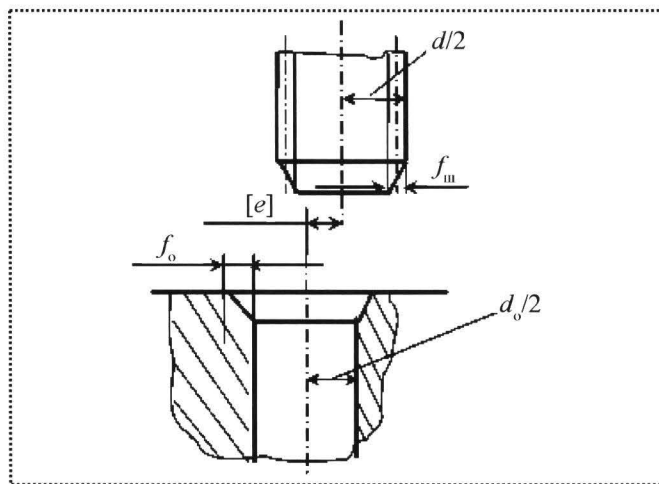


Рис. 1. Расчетная схема для определения предельной величины радиального смещения

При параллельном смещении величина фактической погрешности положения осей собираемых деталей

$$e_{\text{ф}}^n = \sqrt{K_i^2 (e_{\text{ф.ш}}^2 + e_{\text{ф.о}}^2)}, \quad (2)$$

где K_i – коэффициент относительного рассеивания погрешностей ($K_i = 1,2...1,5$ при нормальном законе распределения);

$e_{\text{ф.ш}}$ – смещение оси крепежного элемента относительно оси шпинделя;

$e_{\text{ф.о}}$ – суммарное смещение оси отверстия корпуса относительно оси шпинделя.

Таким образом, при любом закреплении крепежного резьбового элемента величина радиального смещения будет определяться погрешностью оси шпинделя сборочной машины относительно базовой точки установившегося положения стола.

Фактическая погрешность положения осей в развернутом виде включает следующие составляющие:

$$e_{\text{ф}}^n = \varepsilon_{\text{п.р}} \pm \sqrt{K_i^2 (\varepsilon_{\text{ш}}^2 + \varepsilon_{\text{п}}^2 + \varepsilon_{\text{г}}^2 + \varepsilon_{\text{п.о}}^2 + \varepsilon_{\text{з.д}}^2 + \varepsilon_{\text{п.с}}^2 + \varepsilon_{\text{б.о}}^2)}, \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\text{п.р}}$ – систематическая погрешность регулировки при установке приспособления;

$\varepsilon_{\text{ш}}$ – биение резьбовых поверхностей гаечного и корпусного концов для шпильки или биение резьбы посадочной части относительно оси для винтов;

$\varepsilon_{\text{п}}$ – смещение установочной поверхности инструментодержателя патрона относительно оси хвостовика;

$\varepsilon_{\text{г}}$ – погрешность расположения установочных элементов детали;

$\varepsilon_{п.о}$ — погрешность позиционного расположения отверстий относительно их базы по ГОСТ 14140–81;

$\varepsilon_{з.д}$ — погрешность закрепления детали;

$\varepsilon_{п.с}$ — погрешность позиционирования стола;

$\varepsilon_{б.о}$ — погрешность от смещения базы группы отверстий относительно установочных элементов детали.

Расчеты показывают, что предельные значения радиальных смещений в 5–6 раз превышают фактические погрешности, поэтому $e_{ф}^n < [e]$, и составляют 0,68...0,78 мм, а $[e] = 3,35...3,67$ мм для шагов резьб 1,0...2,0 мм.

В любом случае, фактические погрешности неизбежны и их необходимо рассчитывать на основе реальных размерных цепей элементов технологических систем сборочных машин. Они приводят к угловому смещению осей в начальный момент операции, а это, в свою очередь, вызывает колебания крутящего момента и дестабилизацию процесса сборки или резьбообразования.

На качество резьбовых соединений, при заданных размерах сопрягаемых деталей, будут влиять относительное параллельное смещение их осей, а также показатель жесткости механизмов и деталей патронов. Уменьшение первоначальной погрешности (несоосности) собираемых деталей может осуществляться при плавающем закреплении деталей, а также путем придания определенной угловой подвижности верхней детали.

Расчетные схемы для определения предельной величины радиального смещения при креплениях деталей и инструментов в патронах с различной механической структурой представлены на рис. 2.

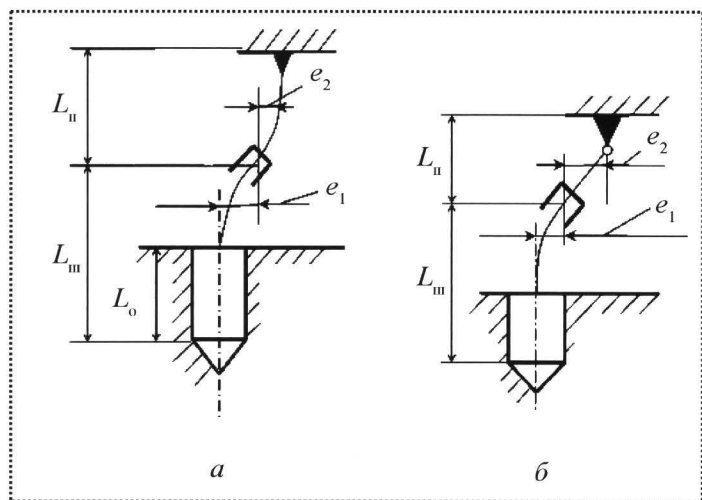


Рис. 2. Расчетные схемы допустимых осевых смещений отверстий относительно оси шпинделя:

а — для жесткого крепления шпильки (метчика) в патроне; б — для патрона с угловой компенсацией

Предельное значение радиального смещения $[e]$ при жестком креплении шпильки или метчика

$$[e] = e_1 + e_2 = \left[1 + \frac{0,3 E d_{ш}^4}{j_n L_n (L_{ш} - L_o)^2} \right], \quad (4)$$

где e_1 — смещение точки выхода оси отверстия в пределах допустимого угла перекоса;

e_2 — смещение оси патрона от его упругой податливости.

При этом должно соблюдаться условие, что $e_1 \leq L_{ш} \tan [\gamma]$, а статическая поперечная жесткость патрона

$$j_n \leq \frac{0,3 E d_{ш}^4}{L_{ш} - L_o + L_n} \frac{L_o}{L_n (L_{ш} - L_o)^2}, \quad (5)$$

где $[\gamma]$ — предельный угол перекоса шпильки в отверстии в соответствии с данными работы [7];

E — модуль упругости материала шпильки (метчика);

$d_{ш}$ — диаметр шпильки (метчика);

$L_{ш}$ — длина шпильки (метчика);

L_o — длина отверстия;

L_n — вылет патрона от торца шпинделя.

Расчетная схема, показанная на рис. 2, б, позволяет определить предельное значение радиального смещения как

$$[e] \leq e_1 \left(1 + \frac{L_n}{L_{ш}} \right), \quad (6)$$

при ранее указанном условии для e_1 .

Для патронов с радиальной компенсацией и с переменной структурой величину предельных и фактических радиальных смещений можно определить по формулам (1), (3).

Расчет осевого усилия для наживления инструмента или резьбообразующей крепежной детали

Задачей наживления является обеспечение завинчивания заходного витка шпильки при условии сохранения точного углового положения, достигнутого при ориентировании. Реализация наживления возможна при наличии необходимой оснастки, приложении определенных значений осевого усилия и крутящего момента. Наживление заканчивается, когда деформирующий виток винта или заходная часть метчика полностью завинчены в отверстие корпуса. В начале завинчивания момент определяется тангенциальной силой трения от осевого усилия, которое

необходимо для совершения работы деформации заходного витка и преодоления соответствующих сил трения.

Исследованию необходимых значений осевых усилий для различных процессов резбообразования посвятили свои работы В.В. Матвеев, И.У. Заиров, Л.П. Шацман, Э.В. Рыжов, О.С. Андрейчиков и др.

Величину осевого усилия для самонарезающих винтов И.У. Заиров предлагал определять в виде следующей зависимости [7]:

$$P_o = 0,012 L S_o \sigma_{cp} K_\sigma, \quad (7)$$

где L — длина линии среза;

S_o — толщина внедрения витка;

σ_{cp} — условное сопротивление срезу, МПа;

K_σ — коэффициент длины среза, $K_\sigma = 0,13 \dots 0,35$ для длин среза до 200 мм.

На основании формулы (7), получено выражение осевого усилия для резбообразующих крепежных деталей с фасочной заходной частью [7]

$$P_o = k_p \frac{\sigma_{cp} P^2 k_\sigma (1,082 + \operatorname{tg} \varphi)}{\operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \psi}, \quad (8)$$

где k_p — экспериментальный коэффициент пропорциональности, $k_p = 0,0032$ для алюминиевых корпусов, $k_p = 0,0055$ для чугунных деталей;

σ_{cp} — условное сопротивление срезу;

P — шаг резьбы;

k_σ — коэффициент длины среза;

2φ — угол заборного конуса;

ψ — угол подъема винтовой линии резьбы.

По величине осевого усилия настраивают пружины наживления резбонарезных патронов, показатели осевой жесткости которых устанавливают с учетом определенных коэффициентов запаса.

Параметры патронов, характеризующие динамику процесса наживления

Решим подобную задачу для процесса внедрения деформирующих крепежных деталей или метчиков с учетом того, что к динамическим показателям относят радиальную жесткость подвески, ее массу и длину от наконечника до узла радиального смещения.

Проведем анализ устойчивости элементов патрона на фазах ориентирования и наживления.

Данные фазы отличаются крайней неустойчивостью инструмента или крепежа. При этом подобная ситуация может возникнуть и при завинчивании винтов и шпилек в резьбовые гнезда, когда виток резьбы детали не совпадает со впадиной резьбы гнезда [1].

Для повышения устойчивости и надежности данной операции необходимо оценить осевые усилия, скорости завинчивания, жесткость патрона и т.д.

Установим необходимую радиальную жесткость подвески патрона. Для этого рассмотрим баланс сил, действующих на заходном витке при его внедрении в стенки отверстия при условии его равновесия. Схема действия сил показана на рис. 3. Тангенциальная составляющая T момента деформирования преодолевает сопротивление следующих составляющих:

$$T - F_{T_0} - f R_{T_0} - F_T = 0, \quad (9)$$

где F_{T_0} , F_T — силы трения в точках рис. 3;

f — коэффициент трения;

R_{T_0} — радиальные составляющие в точке б.

Выразим основные действующие усилия через геометрические параметры витка:

$$\begin{cases} F_{T_0} = F_T \cos \gamma; & N_T = \frac{P_o}{2 \sin \varphi}; \\ R_T = N_T \cos \varphi; & F_T = N_T f; \\ P_T = N_T \sin \varphi = \frac{P_o}{2}, \end{cases} \quad (10)$$

где R_T — радиальная составляющая в точке А;

P_T — реактивное осевое усилие, $P_T = \frac{P_o}{2}$;

N_T — нормальная составляющая от действия осевого усилия P_o .

Подставляя выражения системы (10) в уравнение (9), после преобразования получим его окончательный вид:

$$T - \frac{P_o f}{2} \left(\frac{1 + \cos \gamma}{2 \sin \varphi} - \frac{\sin \gamma}{\operatorname{tg} \varphi} \right) = 0. \quad (11)$$

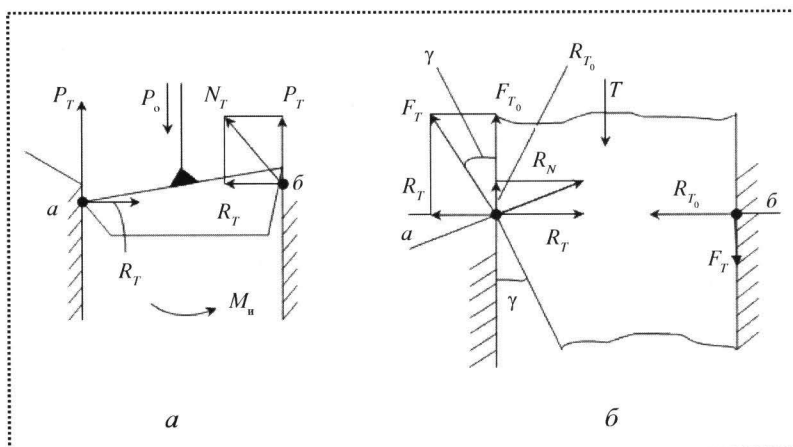


Рис. 3. Схема действия сил при внедрении заходного витка: а — на стенках отверстия; б — в развертке

Рассмотрим условие равновесия заходного витка, соответствующего рис. 3, а. При этом точка *A* будет фиксирована, а в силу угла подъема деформирующего ребра заходного витка, в точке *B* он будет скользить по линии ребра фаски отверстия, вызывая появление изгибающего момента $M_{и}$:

$$M_{и} = P_T d_0 = \frac{P_o}{2} d_0. \quad (12)$$

Выразив осевую составляющую $\frac{P_o}{2}$ из уравнения (12) и введя обозначения, получим

$$M_{и} = \frac{T d_0}{f b}, \quad (13)$$

где b – параметр, определяемый выражением

$$b = f \left(\frac{1 + \cos \gamma}{2 \sin \varphi} - \frac{\sin \gamma}{\operatorname{tg} \varphi} \right). \quad (14)$$

Рассмотрим состояние крепежного элемента, установленного в патроне с действующими в данной системе усилиями и моментами (рис. 4). Условие равновесия определится уравнением

$$P_{и} = ma + P_{п} = ma + j_{п} y, \quad (15)$$

где $P_{и}$ – изгибающая сила, действующая на патрон;

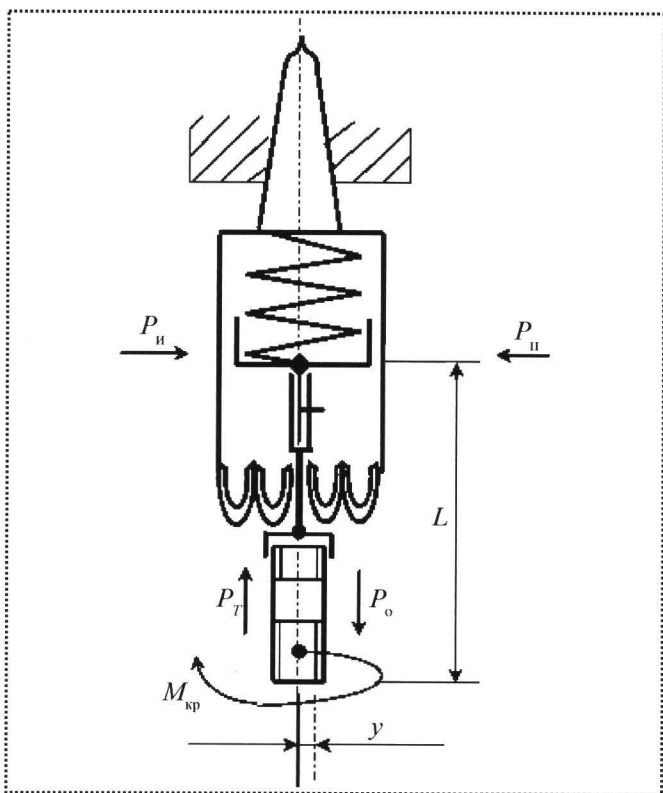


Рис. 4. Действие изгибающих нагрузок на патрон

m – масса подвижной части подвески патрона;
 a – радиальное ускорение при смещении подвески;

$P_{п}$ – сила сопротивления;

$j_{п}$ – радиальная жесткость патрона;

y – текущая координата.

Обозначим

$$R = \frac{T d_0}{f b m L},$$

где L – высота подвески патрона от привалочной плоскости.

Сделав соответствующие преобразования, приведем уравнение (15) к дифференциальной форме:

$$\ddot{y} + \frac{j_{п}}{m} y - R = 0. \quad (16)$$

Уравнение (16) описывает движение тел под действием возмущающей силы произвольного вида. Оно решается в форме представлений, называемых интегралами Дюамеля. При нулевой силе вязкого сопротивления они имеют решения в форме

$$y = \frac{P_{и}}{j_{п}} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{j_{п}}{m}} t \right). \quad (17)$$

Выразим изгибающую силу $P_{и}$ через осевое усилие наживления:

$$P_{и} = \frac{P_o d_0}{2 L}.$$

Определим ускорение радиального смещения, взяв вторую производную выражения (17):

$$\ddot{y} = \frac{P_o d_0}{2 L m} \cos \sqrt{\frac{j_{п}}{m}} t. \quad (18)$$

Приравняв выражения изгибающего усилия в формулах (17) и (18), преобразуем их общее выражение относительно значений поперечной динамической жесткости патрона:

$$\cos \sqrt{\frac{j_{п}}{m}} t = 1 - \frac{2 L j_{п} y}{P_o d_0}. \quad (19)$$

Оно позволит определить минимальную жесткость подвески патрона при условии, что правая часть равенства не обратится в нуль:

$$j_{п_{\max}} \geq \frac{P_o d_0}{2 L y} = \frac{P_o d_0}{2 L^2 \operatorname{tg} \gamma_{\phi}}, \quad (20)$$

где γ_{ϕ} – фактическое значение угловой погрешности в технологической системе патрона [7].



Первая производная выражения (17) будет скоростью нарастания изгибающего усилия

$$\dot{y} = \frac{P_o d_0}{2 L j_n} \sqrt{\frac{j_n}{m}} \sin \sqrt{\frac{j_n}{m}} t. \quad (21)$$

Установим нормировочное условие обеспечения точности:

$$y_{\max} \leq [y],$$

где $[y] = L \operatorname{tg} \gamma_\phi$.

С учетом этого условия решаем уравнение (21) относительно времени отжатия подвески патрона при наживлении:

$$t \leq \frac{L^2 \operatorname{tg} \gamma_\phi j_n}{P_o d_0 \sqrt{\frac{j_n}{m}}}. \quad (22)$$

При условии, что время разгона шпинделя и, соответственно, наконечника патрона не будет превышать времени поворота деформирующей грани винта или режущего пера метчика на угол, не превышающий определенное значение, данное время можно определить следующим образом:

$$t \leq \frac{\theta}{\omega_n} = \frac{\pi}{\omega_n}, \quad (23)$$

где θ — центральный угол поворота (не более половины оборота);

ω_n — расчетная скорость наживления, рад/с.

Приравняв выражения (22) и (23) и решая их относительно длины подвески L , получим:

$$L \leq \sqrt{\frac{\pi P_o d_0 \sqrt{j_n / m}}{\omega_n \operatorname{tg} \gamma_\phi j_n}}. \quad (24)$$

Значения расчетных скоростей наживления можно найти в работе [7].

Для резьбы М14×1,5, при осевом усилии $P_o = 130$ Н, $\gamma_\phi = 28'48''$, массе подвески 2 кг и радиальной жесткости патрона $j_n = 120$ Н/мм длина подвеса патрона $L \leq 0,25$ м. Такой жесткостью должен обладать патрон в замкнутом состоянии в момент производства перехода наживления для того, чтобы противостоять изгибающим нагрузкам и обеспечивать точное угловое положение крепежного элемента или инструмента.

Настройка муфты предельного момента

Предохранительные механизмы патронов требуют определенной настройки срабатывания муфты предельного момента. Имеются разные методики регулировки муфт. Например, для патронов типов 6162-4002 по ТУ РБ 00223728.001–98, при нарезании резьбы в

сталях с механическими свойствами, отличающимися от стали 45, необходимо выполнить следующее:

- расчетным или экспериментальным методом (с помощью динамометрического ключа) определить момент резания в данной стали необходимым метчиком;
- после настройки головка готова к эксплуатации и если она правильно отрегулирована, то должна обеспечить плавное нарезание метчиком резьбы;
- при упоре метчика в дно глухого отверстия появление треска в головке сигнализирует о прекращении вращения метчика;
- при нарезании резьбы с мелким шагом величину крутящего момента $M_{пр}$ определяют по формуле

$$M_{пр} = M_{расч} \sqrt{\left(\frac{P_x}{P}\right)^3}, \quad (25)$$

где $M_{расч}$ — расчетное значение крутящего момента для процесса;

P_x — шаг нарезаемой резьбы;

P — крупный шаг резьбы для данного диаметра.

Однако механика патронов должна участвовать и в других процессах — затяжке, вывинчивании метчиков или отвинчивании крепежных деталей и гаек со шпилечных концов, преодолении рабочих моментов и т.д.

Действующие значения крутящих моментов $M_{кр}$ могут занимать определенное поле на оси их распределения относительно расчетных значений $M_{расч}$, а также относительно предельных, к которым относятся моменты отвинчивания гайки M_r и предельные моменты среза стержней M_m , указанные на рис. 5. Значение $M_{кр}^*$ соответствует верхнему пределу поля распределения действующих крутящих моментов.

Итак,

$$\begin{aligned} M_{кр} &= M_{отв} / K_c; \\ M_{кр} &= M_m / 1,2; \\ M_{отв} &> M_r, \end{aligned} \quad (26)$$

где $M_{отв}$ — момент начала отвинчивания установленной крепежной детали;

K_c — коэффициент эффективности стопорения крепежной детали;

M_m — момент, при котором появляются пластические деформации в стержне детали;

M_r — момент отвинчивания гайки в собранном и затянутом шпилечном соединении.

Моменты M_m и $M_{отв}$ определяют из формул

$$\begin{aligned} M_m &= \tau_r \frac{\pi d_1^3}{1,2 \cdot 16 \cdot 10^3}; \\ M_r &= Q \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi d_2} + f' \right), \end{aligned} \quad (27)$$

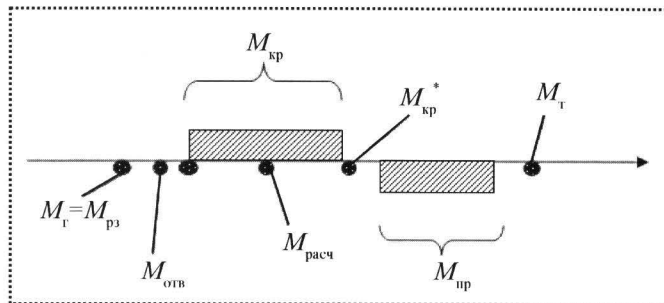


Рис. 5. Распределение значений моментов для регулировки патрона

где τ_t – предельные касательные напряжения среза, $\tau_t = (0,5...0,6)\sigma_t = 200$ МПа (для крепежных деталей из стали 15ХА);

d_1 и d_2 – внутренний и средний диаметры резьбы;

Q – действующее усилие затяжки;

f' – приведенный коэффициент трения в резьбе,

$$f' = f \sqrt{1 - \cos^2 \psi + \cos^2 \psi \cos^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right)}.$$

Здесь f – нормированный коэффициент трения скольжения.

Из условий (26) и выражений (27) вытекает условие силового ограничения величины крутящего момента

$$\frac{Q}{K_c} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi d_2} + f' \right) < M_{кр} \leq \tau_t \frac{\pi d_1^3}{1,2 \cdot 16 \cdot 10^3}. \quad (28)$$

Выбор технологического варианта предлагается производить в следующей последовательности. Допустим, необходимо реализовывать сборку соединения М12 шпильчатого типа с корпусом из стали 15Л ($\sigma_t = 200$ МПа, $\sigma_b = 400$ МПа).

Для крепежного элемента предварительно выбираем сталь 15ХА ($\sigma_b = 600$ МПа, $\sigma_t = 400$ МПа). Впоследствии марку материала можно уточнить.

Определяем диапазон крутящих моментов, которые могут распределяться между предельными значениями:

$$M_m > M_{кр} > M_{рз} (M_t),$$

где $M_{рз}$ – момент трения в резьбе от усилия затяжки при завинчивании.

Предельный момент среза стержня шпильки можно определить для крепежных деталей по формуле

$$M_m \leq 1,66 \cdot 10^{-5} \tau_t (d + d_1)^3, \quad (29)$$

а для трехперых метчиков, согласно В.В. Матвееву [8]

$$M_m = \frac{\tau_t r_{вн}^3}{2,54}, \quad (30)$$

где $r_{вн}$ – радиус сердцевинки метчика.

Тогда предельный момент среза стержня винта в соответствии с формулой (29) будет равен $M_m = 39,45$ Н·м.

Момент затяжки крепежной детали или момент затяжки шпильчатой гайки определяют из нормированного значения, которое по Б.И. Пикалову равно [9]

$$Q_3 = 0,6 \sigma_t \frac{\pi d_1^2}{4} = 19987,35 \text{ Н}, \quad (31)$$

где Q_3 – нормированное усилие затяжки.

Расчетный момент затяжки гайки, вычисленный по второй формуле системы (27), $M_{рз} = 24,63$ Н·м.

Таким образом, действующий крутящий момент в соединении должен находиться в пределах

$$39,45 \text{ Н·м} > M_{кр} > 24,63 \text{ Н·м}.$$

Предельный момент срабатывания муфты патрона должен находиться в пределах

$$1,2 M_{кр}^* < M_{пр} < 0,8 M_m.$$

При неизвестном значении $M_{кр}^*$ предельный момент должен быть настроен на величину 31,56 Н·м.

Приведенные материалы позволят более детально подойти к решению задач разработки новых конструкций вспомогательной оснастки, а также повысить качественные показатели и эксплуатационные характеристики действующих в производстве образцов.

Библиографический список

1. Блаер И.Л. К вопросу о надежном автоматическом наживлении резьбовых изделий // Автоматизация и современные технологии. 2001. № 2. С. 12–15.
2. Гусев А.А. Технологические основы автоматизации сборки изделий: дис. ... д-ра техн. наук. М.: Мосстанкин, 1979. 496 с.
3. Поливцев В.П., Копп В.Я. Высокоскоростная сборка резьбовых соединений // Вестник машиностроения. 1986. № 2. С. 45–47.
4. Система показателей качества продукции. Инструмент вспомогательный. Номенклатура показателей. ОСТ 2 НО 2-36–87. Введен 1988-01-01. М.: Изд-во стандартов. 1987. 10 с.
5. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: справочник. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
6. ОТУ-6–2000. Общие технические условия на поставку оборудования АО "АвтоВАЗ". Инструмент вспомогательный и приспособления. Общие технические условия. Взамен ОТУ 6–92. Тольятти: АО "АвтоВАЗ". 2000. 67 с.
7. Березин С.Я., Чумаков Р.Е., Леонов В.Н. Научные основы технологии сборочно-резьбообразующих процессов. Чита: Изд-во ЗабГПУ, 2005. 214 с.
8. Матвеев В.В. Нарезание точных резьб (машинными метчиками). М.: Машиностроение, 1968. 116 с.
9. Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.