

3. Для обраного складу електроконтактів оптимальним є застосування МАО порошку після 0,5 години обробки як легуючого компоненту, пресування з тиском 200 МПа й подальше спікання і допресування.
4. Доцільно продовжити пошук оптимальної технології виготовлення електроконтактів з використанням МАО.

Список літератури: 1. Степанчук А.Н и др. Технология порошковой металлургии/ А.Н. Степанчук, И.И. Билык, П.А. Бойко. – К.:Выща шк. Головное изд-во, 1989.- 415с.:ил.

2. Порошковая металлургия. Материалы, технология, свойства, области применения: Справочник/ И.М. Федорченко, И.Н. Францевич, И.Д.Радомысельский и др. – К.: Наук.думка, 1985.- 624 с. 3. Спеченные материалы для электротехники и электроники. Справочное издание. Гнесин Г.Г., Дубок В.А., Братерская Г.Н., Ковенский И.И., Левченко Г.В., Минакова Р.В., Падерно Ю.Б., Панасюк О.А., Теодорович О.К., Тульчинский Л.Н. – М.: Металлургия, 1981.-344 с. 4. Актуальные проблемы порошковой металлургии// Под.ред. Романа О.В. Арунагалама В.С.- М.: Металлургия, 1990.- 232с. 5. Сереброникелевые электрические контакты с повышенной износостойкостью. А.Б.Альтман, Ф.Х.Ариника, В.А.Бродов, Н. П. Мелашенко//Новое в электрометаллокерамике. Выпуск 2. М.: Информэлектро, 1971.- 55 с. 6. Свойства сереброникель-графитовых композиций с мелкодисперсной структурой для коммутирующих контактов. В. А. Бродов, Н. П. Мелашенко, Ф. Х. Ариника //Новое в электрометаллокерамике. Выпуск 2. М.: Информэлектро, 1971.- 55 с. 7. Аксенов А.А., Просви́ров А.С., Кудашов Д.В., Герман И.С. Структура и свойства композиционных материалов на основе Cu-Cr, полученных методом механического легирования.- Цветная металлургия, 2004, №6.- 234 с. 8. Шалунов Е.П., Довыденков В.А., Данилов Н.В., Коноплев В.Н. Внутренне окисленные и внутренне восстановленные дисперсно-упрочненные материалы на основе порошковой меди и их промышленное производство в России. //Международная конференция «Новейшие процессы и материалы в порошковой металлургии». - К.: НТУУ «КПИ», 1997.- 234 с. 9. Шалунов Е.П., Смирнов В.М., Гулако В.А. Влияние структуры и состава медных порошковых дисперсно-упрочненных материалов на их технологические характеристики. //Международная конференция «Новейшие процессы и материалы в порошковой металлургии». - К.: НТУУ «КПИ», 1997.- 234 с. 10. Green M.L., Coleman E., Boder F.E. and Sproles E.S. Formation of metastable phase equilibrium and amorphization by mechanical alloying // Materials Science and Engineering, 62 (1984), p. 231.

Сдано в редакцию 18.05.06

Рекомендовано д.т.н. Параскив Д.

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ РОТОРНЫХ МАШИН ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОВОЛОЧНЫХ МЕТИЗОВ

Чернышев Е. А., Михайлов А.Н., Дворников В.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

The paper presents power analysis of a rotor for heading wire products. Geometric features and all components of general torque are analyzed. To a great extent, the following material is preparatory work for further investigation of torsion oscillations.

Производство проволочных метизов, к которым относятся, например, проволочные гвозди или заклепки, носит массовый характер и характеризуется большими объемами

выпуска. Следовательно, одним из основных требований к производству этих изделий является высокая производительность технологического оборудования.

В настоящее время для этой цели используются в основном холодновысадочные автоматы [1], которые позволяют для коротких изделий достигать производительности до 12 шт/с, однако в силу структурных особенностей, присущих машинам I класса [2 - 4], имеют ряд сдерживающих повышение производительности ограничений, состоящих, в частности, в том, что с увеличением длины изготавливаемых изделий резко возрастают динамические нагрузки [5, 6]. Это связано с тем, что в силу концентрации технологического процесса параметры кривошипно-шатунного механизма высадки головки изделия зависят от длины изделия, что ведет к снижению производительности для длинных изделий.

Альтернативным способом производства указанных изделий является роторный принцип, в котором обработка осуществляется в процессе транспортирования заготовок через рабочую зону машины [2 - 4]. В динамическом отношении это имеет то преимущество, что скорость вращения ротора примерно на порядок ниже, чем в автоматах, при той же или более высокой производительности. Перспективным вариантом роторной машины является ротор с наклонным диском [6, 7], который позволяет упразднить механизм рабочего хода инструмента, т.к. обработка осуществляется транспортировкой пуансонов за счет перекоса диска. Однако в настоящее время нет теоретически обоснованного анализа влияния параметров ротора на функционирование оборудования и качество обработки изделий с позиции динамических явлений. Поэтому представляется важным вопрос анализа технологии обработки проволочных метизов в роторе с точки зрения динамических явлений.

Целью работы является определение входных силовых факторов для нахождения рациональных параметров ротора с точки зрения динамических явлений. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи: определить все необходимые геометрические характеристики ротора, рассчитать зависимости изменения всех силовых факторов и на этом основании определить закон изменения крутящего момента сопротивления.

Необходимо отметить, что конструкция ротора с наклонным диском была предложена довольно давно [8], однако наклонный диск рассматривался лишь как своего рода привод шатуна, на одном конце которого был закреплен пуансон, осуществляющий высадку. В данном же случае речь идет о совсем иной кинематике движения инструмента.

На рис. 1 показана геометрическая схема ротора со следующими обозначениями: R – радиусы начальных окружностей; ω - угол перекоса (нутации); α_p - рабочий угол; ψ_n - угол начала высадки; E – точка начала обработки (в момент касания пуансоном проволоки); Ω – угловая скорость вращения ротора.

Запишем закон изменения координаты z центральной точки торца пуансона [4]:

$$z = R(1 + \cos \psi) \sin \omega, \quad (1)$$

где ψ - угол собственного вращения, равный нулю в точке наибольшего расстояния между начальными окружностями. На основании геометрических размеров головки можно из условия постоянства объема при пластической деформации рассчитать высоту h_0 проволоки, выступающей из матрицы (т.е. выше окружности 2 на рис. 1). Тогда не составит труда определить угол начала высадки ψ_n , задавшись $z = h_0$:

$$\psi_n = \arccos \left(\frac{h_0}{R \sin \omega} - 1 \right). \quad (2)$$

Перенесем начало отсчета ψ в точку начала высадки и запишем закон изменения координаты z центральной точки торца пуансона:

$$z = R(1 + \cos(\psi + \psi_n)) \sin \omega.$$

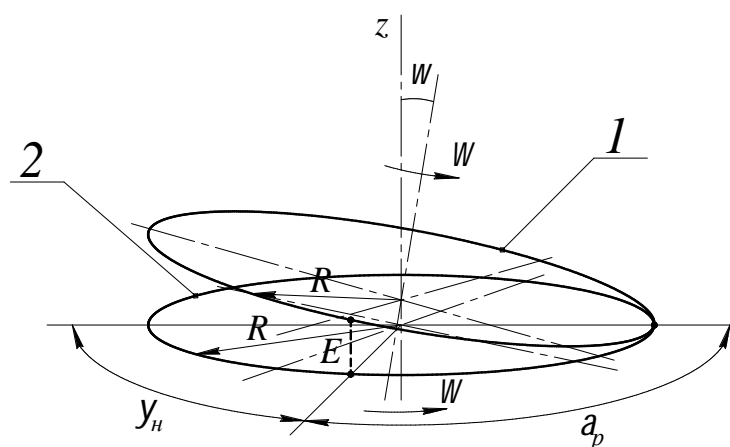


Рис. 1. Геометрическая схема ротора: 1 – начальная окружность, вдоль которой транспортируются инструменты; 2 – окружность, вдоль которой транспортируются заготовки

Для определения угла наклона пуансона к горизонтальной плоскости введем две дополнительные плоскости – радиальную и касательную. Касательной назовем плоскость, перпендикулярную начальной окружности 2 (рис. 1) и имеющую с ней одну общую точку. Радиальной назовем плоскость, перпендикулярную окружности 1 и проходящую через ее радиус. Очевидно, что таких плоскостей бесконечное множество. Нас будут интересовать те плоскости, линии пересечения которых совпадают с осями обрабатываемых заготовок. То есть в любой момент времени каждая высаживаемая

заготовка имеет свои радиальную и касательную плоскости. В общем случае плоскость торца пуансона имеет некоторый наклон в обеих плоскостях, в результате чего появляются действующие на заготовку радиальная и касательная силы, величина которых зависит от соответствующих углов наклона. Поэтому необходимо определить закон изменения этих углов от угла ψ поворота ротора. Назовем их радиальным и касательным углами. Для решения этой задачи запишем уравнения преобразования координат в относительных движениях [4] при совпадении центров окружностей:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \left(1 - 2 \cos^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2} \right) - y_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + z_1 \cos \psi \sin \omega; \\ y_2 = -x_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + y_1 \left(1 - 2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2} \right) + z_1 \sin \psi \sin \omega; \\ z_2 = -x_1 \cos \psi \sin \omega - y_1 \sin \psi \sin \omega + z_1 \cos \omega, \end{cases} \quad (3)$$

где x_1, y_1, z_1 – координаты точки в системе координат, связанной с окружностью 1 (рис. 1); x_2, y_2, z_2 – координаты в системе, связанной с окружностью 2.

На рис. 2 приведена схема к определению углов, на которой изображена половина несущей планшайбы. Задача сводится к тому, чтобы определить углы наклона отрезков AB и AC к горизонтальной плоскости, т.е. радиальный и касательный углы соответственно.

Запишем координаты точек A, B, C в системе $x_1 y_1 z_1$: $A(x_1; 0; 0)$, $B(x_1 + z_1 \operatorname{ctg} \omega; 0; z_1)$, $C(x_1; y_1; 0)$. Определяя тангенсы искомых углов через отношение соответствующих катетов и зная координаты точек A, B, C в системе $x_1 y_1 z_1$, запишем на основании (3) закон изменения радиального и касательного углов:

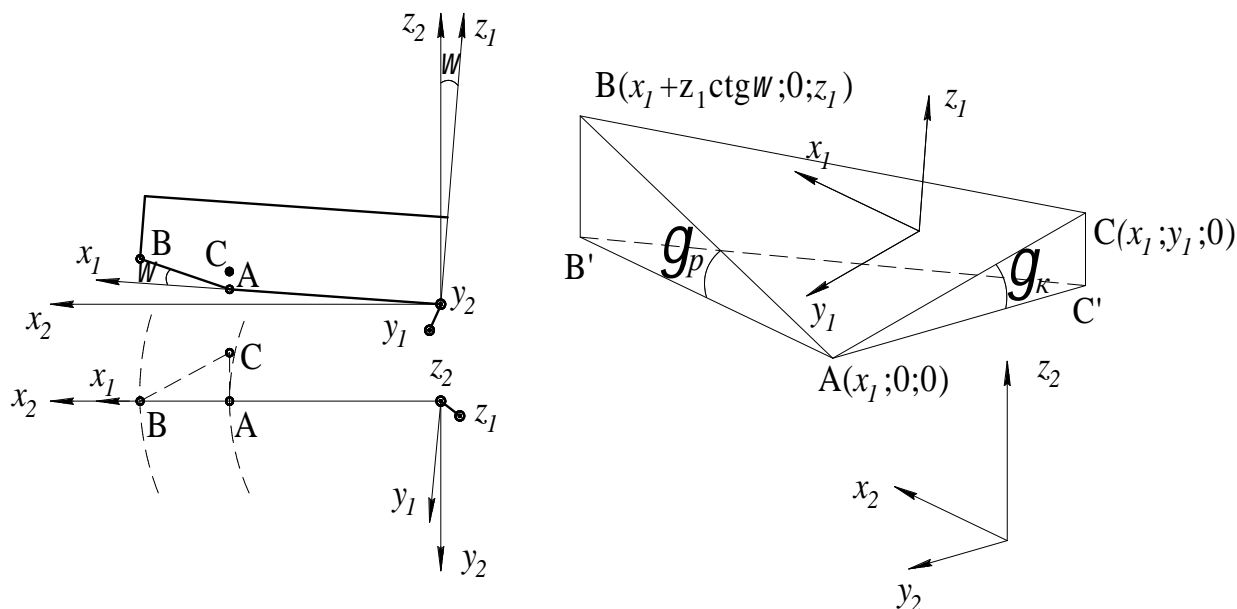


Рис. 2. Расчетная схема к определению радиального и касательного углов

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{tg} \gamma_p = \frac{(1 + \cos \psi) \cos \omega}{\sqrt{\left(\left[1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2} \right] \operatorname{ctg} \omega - \sin \omega \cos \psi \right)^2 + \left(-\sin \omega \sin \psi - \operatorname{ctg} \omega \sin^2 \frac{\omega}{2} \sin 2\psi \right)^2}}; \\ \operatorname{tg} \gamma_k = \frac{\sin \omega \sin \psi}{\sqrt{\sin^2 2\psi + \left(1 - 2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2} \right)^2}}. \end{array} \right. \quad (4)$$

Отметим, что эти углы будут интересовать нас только с момента начала высадки, поэтому при анализе действующих сил аргумент ψ следует заменить на $(\psi + \psi_n)$, где ψ_n вычисляется по формуле (2). Следует заметить, что значение $\psi = \pi$ соответствует окончанию высадки головки, когда и радиальный, и касательный углы равны нулю, а максимальные значения этих углов равны 2ω и ω соответственно.

Определив все необходимые геометрические характеристики, перейдем к силовому анализу – расчету действующих сил, крутящего и изгибающего моментов, - что приведет нас в результате к картине динамического нагружения ротора.

Обозначим, прежде всего, те ограничения, в рамках которых решается данная задача: 1) деформации дисков не учитываются; 2) усилие высадки изменяется по экспоненциальному закону; 3) смещением пуансона в радиальном направлении пренебрегаем; 4) равнодействующая сил трения при высадке не учитывается. На основании сделанных допущений приступим к силовому анализу. На рис. 3 изображена расчетная схема, на которой обозначены: действующие силы высадки (P_0, P_1, P_2), радиальные ($P_{p_0}, P_{p_1}, P_{p_2}$) и касательные силы ($P_{k_0}, P_{k_1}, P_{k_2}$).

Для определения силового нагружения ротора необходимо знать закон изменения силы высадки. Аппроксимируем его экспонентой $b e^{ky}$, близкой к реальной кривой, где коэффициенты b и k определяются из начального и конечного усилия деформации [9].

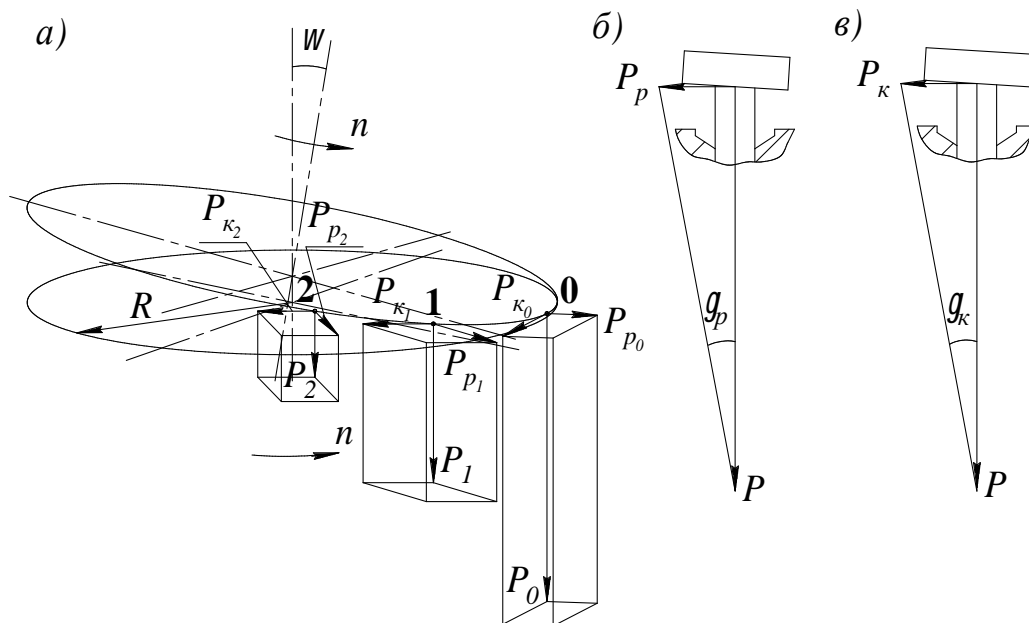


Рис. 3. Схема действующих сил: а - общий вид; б - сечение радиальной плоскостью; в - сечение касательной плоскостью

Здесь текущая координата $y = h_0 - z$ (где z вычисляется по (1)) изменяется от 0 до h_0 и показывает, в какой стадии обработки находится заготовка. Тогда можем записать зависимость изменения усилия от угла поворота ротора:

$$P(\psi) = be^{k[h_0 - R(1 + \cos(\psi + \psi_n)) \sin \omega]}.$$

В этой формуле аргументом $(\psi + \psi_n)$ начало отсчета угла поворота совмещается с началом высадки. Нетрудно видеть (рис. 1), что рабочий угол в этом случае составит $\alpha_p = \pi - \psi_n$. Тогда запишем закон изменения силы высадки для каждой рабочей позиции в течение одного оборота ротора:

$$P(\psi) = \begin{cases} be^{k[h_0 - R(1 + \cos(\psi + \psi_n)) \sin \omega]}, & \psi \in [0; \pi - \psi_n]; \\ 0, & \psi \in (\pi - \psi_n; 2\pi). \end{cases} \quad (5)$$

Радиальная и касательная силы связаны с силой высадки через тангенсы соответствующих углов (рис. 3):

$$\begin{cases} P_p(\psi) = P(\psi) \operatorname{tg} \gamma_p(\psi); \\ P_k(\psi) = P(\psi) \operatorname{tg} \gamma_k(\psi). \end{cases}$$

Так как зависимости изменения углов (4) известны, то с учетом (5) известно и изменение этих сил при работе ротора. Эти силы интересуют нас с позиции нахождения крутящего и изгибающего моментов, действующих на вал ротора. В течение оборота ротора каждая позиция проходит стадию силового нагружения, а между двумя любыми соседними позициями сдвиг по фазе равен $2\pi/U$, где U – число позиций ротора. Картину общего нагружения ротора можно описать следующим образом:

$$\begin{cases} P_{\Sigma}(\psi) = \sum_i P_i \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right); \\ P_{p_{\Sigma}}(\psi) = \sum_i P_{p_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right); \\ P_{\kappa_{\Sigma}}(\psi) = \sum_i P_{\kappa_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right), \end{cases}$$

где $P_{\Sigma}, P_{p_{\Sigma}}, P_{\kappa_{\Sigma}}$ - сумма всех действующих сил высадки, радиальных и касательных сил соответственно;

i - номер обрабатываемой заготовки.

Не составляет труда найти крутящий момент от касательных сил:

$$M_{\kappa}(\psi) = R \cdot P_{\kappa_{\Sigma}}(\psi), \quad (6)$$

где R - радиус начальной окружности ротора.

Наконец, определим зависимость изменения поперечной силы $P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}$, действующей на вал ротора (рис. 4). Каждой i -й обрабатываемой заготовке соответствует своя сила

$P_{p_{\kappa_i}}$ (рис. 5,а):

$$P_{p_{\kappa_i}}(\psi) = \sqrt{P_{p_i}^2(\psi) + P_{\kappa_i}^2(\psi)}. \quad (7)$$

Интересующая нас поперечная сила $P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}$

равна геометрической сумме сил $P_{p_{\kappa_i}}$. Для этого построим силовой многоугольник (рис. 5,б), который образуют силы $P_{p_{\kappa_0}}, P_{p_{\kappa_1}}, P_{p_{\kappa_2}}, \dots$. Разложим суммарную силу $P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}$ по двум локальным взаимно перпендикулярным горизонтальным осям x и y , причем ось x направим вдоль силы $P_{p_{\kappa_H}}$, действующей на заготовку в момент начала высадки. Чтобы найти искомые проекции, необходимо знать углы наклона сил к этим осям.

Если бы соотношение между радиальной и касательной силами было постоянно в процессе деформации, то острый угол между двумя любыми

соседними силами был бы равен $2\pi/U$, а проекции равнодействующей на оси x и y определялись бы следующим образом:

$$\begin{cases} P_{p_{\kappa_{\Sigma x}}}(\psi) = \sum_i P_{p_{\kappa}} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \cdot \cos \left[\alpha \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \right]; \\ P_{p_{\kappa_{\Sigma y}}}(\psi) = \sum_i P_{p_{\kappa}} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \cdot \sin \left[\alpha \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \right], \end{cases} \quad (8)$$

$$\alpha(\psi) = \begin{cases} \psi, & \psi \in [0; \alpha_p]; \\ 0, & \psi \in (\alpha_p; 2\pi). \end{cases} \quad (9)$$

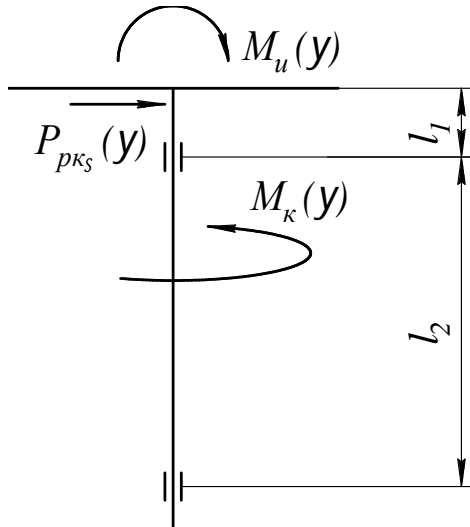


Рис. 4. Схема силового нагружения ротора

Ограничение (9) учитывает тот факт, что заготовка в стадии обработки (т.е. позиция в стадии силового нагружения) не может отклониться от точки начала обработки больше, чем на угол α_p . Так как в действительности соотношение между радиальной и касательной силой непостоянно, то это будет вносить угловую поправку ζ (рис. 5,в), которая будет тем больше, чем больше это изменение по сравнению с первоначальным соотношением сил. Для i -й позиции величина этой поправки равна

$$\zeta_i = \arctg\left(\frac{P_{P_i}(\psi)}{P_{K_i}(\psi)}\right) - \arctg\left(\frac{P_{P_n}}{P_{K_n}}\right), \quad (10)$$

где P_{P_n}, P_{K_n} - радиальная и касательная силы в момент начала высадки.

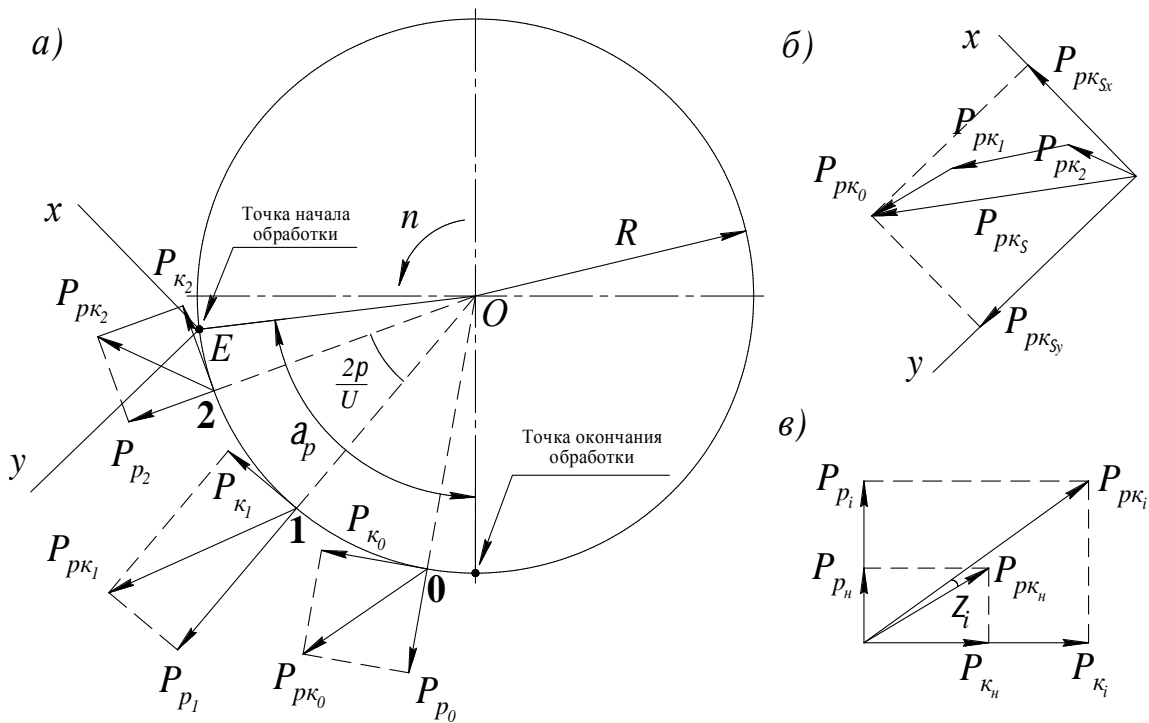


Рис. 5. Схема определения равнодействующей радиальных и касательных сил: а - общий вид; б - многоугольник сил; в - к расчету угловой поправки

Тогда, подставляя (10) в (8) с учетом суммирования всех сил, получим зависимость проекций поперечной силы:

$$\begin{cases} P_{PK_{Sx}}(\psi) = \sum_i P_{PK} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \cdot \cos \left[\alpha \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) + \arctg \left(\frac{P_{P_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)}{P_{K_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)} \right) - \arctg \left(\frac{P_{P_n}}{P_{K_n}} \right) \right]; \\ P_{PK_{Sy}}(\psi) = \sum_i P_{PK} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \cdot \sin \left[\alpha \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) + \arctg \left(\frac{P_{P_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)}{P_{K_i} \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)} \right) - \arctg \left(\frac{P_{P_n}}{P_{K_n}} \right) \right]. \end{cases}$$

Здесь переменная i (номер заготовки) входит не только в выражение силы, но и в выражение угла, отражая то обстоятельство, что силы не только различны по величине, но и

по-разному направлены. На основании (7) легко записать итоговую формулу для поперечной силы, действующей на вал ротора:

$$P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}(\psi) = \sqrt{P_{p_{\kappa_{\Sigma x}}}^2(\psi) + P_{p_{\kappa_{\Sigma y}}}^2(\psi)},$$

где $P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}$ - поперечная сила, действующая на вал ротора (рис. 4).

Определив количественно все силовые факторы, отметим, что направление их действия периодически меняется. Найдем положение плоскости действия суммарного изгибающего момента, действующего на вал ротора, относительно линии OE , связывающей центр начальной окружности ротора с точкой начала обработки (рис. 6). В этом случае величина силы высадки будет выступать в качестве весового коэффициента: чем больше сила, тем больше плоскость действия будет отклоняться в сторону этой силы. Математически это выглядит следующим образом:

$$\vartheta(\psi) = \frac{\sum_i P_i \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right) \cdot \alpha \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)}{\sum_i P_i \left(\psi - i \frac{2\pi}{U} \right)},$$

где $\vartheta(\psi)$ - угол между линией OE (рис. 5) и плоскостью действия суммарного изгибающего момента; $\alpha(\psi)$ - угол отклонения от точки начала обработки, вычисляемый по (9).

Изменение угла отклонения плоскости действия изгибающего момента имеет, как все силовые факторы, ярко выраженную периодичность.

Наконец, угол линии действия суммарной поперечной силы относительно линии OE найти очень просто, зная изменение длин ее проекций на оси x и y , а также положение этих осей относительно линии OE :

$$\xi(\psi) = \arctg \left(\frac{P_{p_{\kappa_{\Sigma x}}}(\psi)}{P_{p_{\kappa_{\Sigma y}}}(\psi)} \right) - \arctg \left(\frac{P_{P_n}}{P_{\kappa_n}} \right),$$

где $\xi(\psi)$ - острый угол между суммарной поперечной силой и линией OE (рис. 5).

Крутящий момент сопротивления на валу ротора будет состоять из момента от касательных сил (6) и момента от трения в опорах, который определим с помощью схемы, изображенной на рис. 7. Исходя из того, что нижний подшипник упорный, то можем записать общее выражение для момента трения в опорах следующим образом:

$$M_{mp}(\psi) = (F_1(\psi) + F_2(\psi) + F_3(\psi)) f_{\kappa} r_{np} + M_0,$$

где F_1, F_2, F_3 - реакции в опорах; f_{κ} - коэффициент трения качения в подшипниках; r_{np} - приведенный радиус подшипника; M_0 - момент трения от остальных вредных факторов (от собственного веса ротора, от погрешностей изготовления и сборки и т.д.).

Горизонтальные реакции в опорах F_1, F_2 являются геометрической суммой соответствующих реакций, вызванных изгибающим моментом M_u и поперечной силой $P_{p_{\kappa_{\Sigma}}}$, приложенных к валу ротора (рис. 7). Нетрудно рассчитать, что эти реакции равны:

$$F_{1M} = \frac{M_u}{l_2}; \quad F_{2M} = \frac{M_u}{l_2};$$

$$F_{1c} = P_{PK\Sigma} \frac{l_1 + l_2}{l_2}; \quad F_{2c} = P_{PK\Sigma} \frac{l_1}{l_2},$$

где F_{jM}, F_{jc} - составляющие реакции в j -й опоре от изгибающего момента и поперечной силы соответственно; l_1, l_2 - длины участков вала ротора (рис. 4).

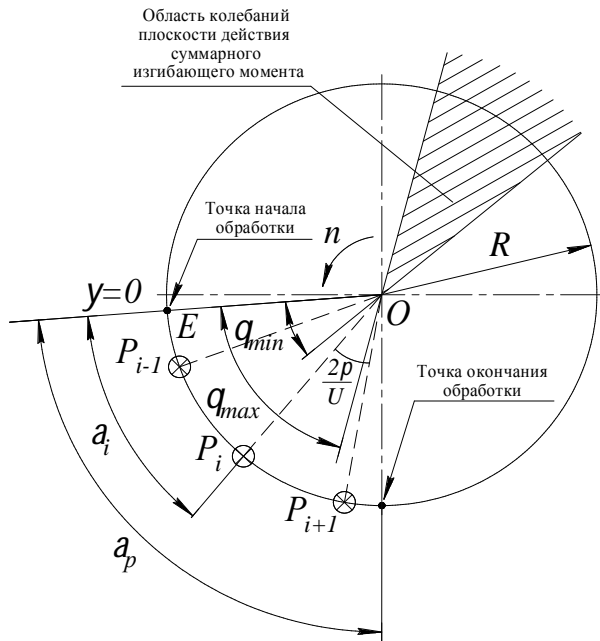


Рис. 6. К расчету отклонения плоскости действия суммарного изгибающего момента

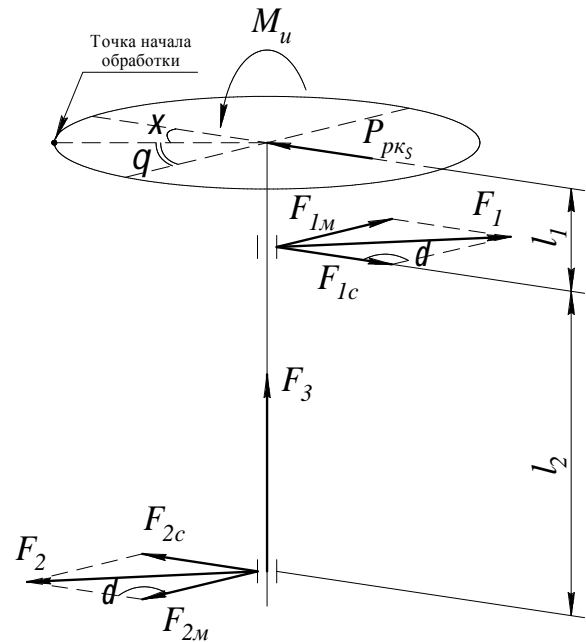


Рис. 7. Схема к расчету момента трения в опорах

Так как угол между составляющими реакции в опоре всегда равен $\xi + \vartheta$ (рис. 7), то, применяя теорему косинусов, можем определить полные реакции:

$$F_1 = F_{1M}^2 + F_{1c}^2 - 2F_{1M}F_{1c} \cos \delta; \quad F_2 = F_{2M}^2 + F_{2c}^2 - 2F_{2M}F_{2c} \cos \delta,$$

где $\delta = \pi - (\xi + \vartheta)$.

Вертикальная реакция F_3 в нижней опоре, очевидно, равна P_Σ .

Полный крутящий момент сопротивления:

$$M_c(\psi) = M_\kappa(\psi) + M_{mp}(\psi).$$

Мощность на валу ротора при установившемся режиме работы:

$$N = \frac{\Omega}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_c(\psi) d\psi,$$

где Ω - угловая скорость вращения ротора.

График изменения крутящего момента сопротивления при $M_0 = 0$ представлен на рис. 8, откуда видно, что момент сопротивления вращению ротора носит периодический характер и изменяется скачкообразно в момент окончания высадки каждой заготовки, когда нагрузка резко уменьшается.

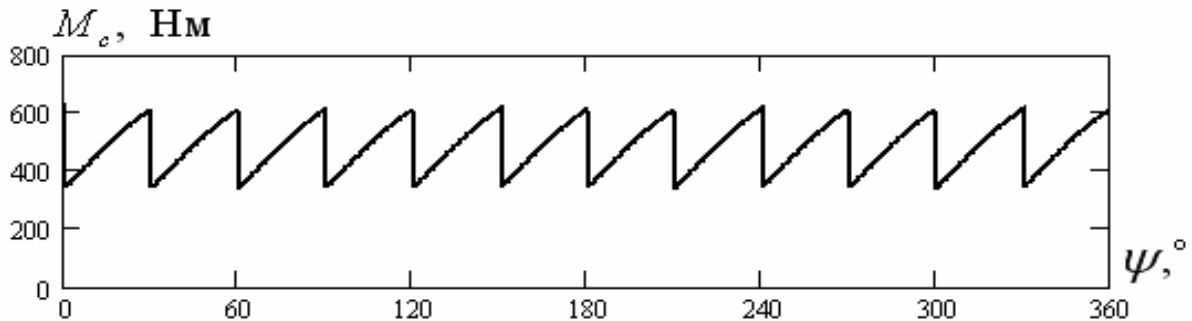


Рис. 8. Зависимость момента сопротивления вращению от угла поворота
($R = 200$ мм, $\omega = 1^\circ$, $U = 12$, $l_1 = 200$ мм, $l_2 = 800$ мм)

Таким образом, в статье предложена аналитическая модель технологии обработки проволочных метизов в роторе с наклонным диском с позиции силовых факторов. Проанализированы необходимые геометрические характеристики ротора и определены зависимости изменения всех силовых факторов в процессе обработки, а также найден аналитический закон изменения крутящего момента сопротивления. Полученные зависимости позволяют провести исследование крутильных колебаний ротора и на основании анализа динамических явлений подобрать рациональные технологические параметры ротора.

Список литературы: 1. Василишин С.А., Гураль И.Г. Высадка гвоздей с увеличенной головкой// Кузнечно-штамповочное производство. - 2001. - №8. - С. 11 – 13. 2. Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с. 3. Клузов И.А. Проектирование роторных машин и линий: Учеб. пособие для студентов маш. спец. вузов - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с. 4. Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - 379 с. 5. Чернышев Е.А., Михайлов А.Н. К вопросу технологии формообразования проволочных изделий// Практика и перспективы развития партнерства в сфере высшей школы: Материалы шестого научно-практического семинара, г. Донецк, 27-29 апреля 2005 г. - Донецк, ДонНТУ, 2005. - С. 624 – 628. 6. Патент Украины 55987А, 7 В21К1/58. Устройство для изготовления заклепок. А.Н. Михайлов, Е.А. Буленков, Т.С. Кекина, Е.А. Чернышев. – Заявленный 09.08.2002. – Опубл. 15.04.2003, Бюл. № 4. 7. Чернышев Е.А., Михайлов А.Н. К вопросу синтеза высокоэффективной технологии формообразования проволочных изделий на роторных машинах// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонНТУ, РВА ДонНТУ. - 2005. – Вып. 29. - С. 212 – 219. 8. Корнюхин И.Ф., Власов М.Д. Силовые передаточные функции технологического ротора с наклонной шайбой// Автоматизация технологических процессов: Сб. науч. тр. – Тула: Тульский политех. ин-т, 1975. Вып. 3. - С. 68 - 75. 9. Навроцкий Г.А. Холодная объемная штамповка: Справочник. - М.: Машиностроение, 1973. - 628 с.

Сдано в редакцию 18.05.06
Рекомендовано д.т.н. Бутенко В.И.