

ктуры твердого тела сливной стружки при непрерывном резании. //РСНТО, Арм. ССР, Мат.24НТК, , Ереван,-1987,-с.187-188. 4. Христафорян С.Ш. О процессе резания материалов как самоорганизующейся структуре по переработке вещества. // Изв.НАН РА, Серия тех.наук, -1999, том 2, -с.145-152. 5. Христафорян С.Ш., Баласанян Б.С. и др. Си-нергетические принципы организации области резания при обработке материалов с применением принудительных колебаний. // Информационные технологии и управление. 4-2.-2002.-Ереван: 2002. с.137-142. 6. Христафорян Э.С. Повышение эффективности процесса шабрения использованием ультразвуковых колебаний. Автореф...кан.тех. наук, Ереван, 1999.

Сдано в редакцию 18.01.07

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОТОРА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Чернышев Е.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Use of rotor machines for heading nails instead of nail automatics permits to increase nails manufacture productivity. Impulse nature of torque in working rotor machines is the cause to make sure that the machine parameters will guarantee minimum value of torsion oscillations amplitudes. For this, it is necessary to investigate how the machine parameters influence on torsion oscillations. The paper deals with theoretical background of the problem.

1. Введение.

Использование роторных машин для обдавливанием небольших деталей, преимущественно тел вращения, с непродолжительным временем обработки позволяет существенно повысить производительность [1, 2]. Машины непрерывного действия являются перспективным вариантом технологического оборудования в метизном производстве, т.к. метизы удовлетворяют основным требованиям для обработки на роторных машинах [1].

Важной задачей при проектировании роторных машин является выбор рациональных параметров технологического оборудования, который может осуществляться по различным критериям. Так как условия работы роторных машин при обработке давлением обычно характеризуются импульсной нагрузкой, то параметризацию машины целесообразно проводить на основе исследования динамических процессов по критерию минимума амплитуд крутильных колебаний.

Теоретическому исследованию динамики роторных машин посвящены работы [3 – 8]. В них решены задачи выравнивания нагрузки между приводными двигателями [4], снижения «уровня колебаний» за счет уменьшения амплитуд гармоник (или отдельной гармоники) крутящего момента сил сопротивления путем вариации фазовых углов [5], уравнивания мощности [6] за счет стабилизации момента сил сопротивления, моделирования работы червячного привода роторных линий [7]. Однако условия работы роторных машин могут иметь особенности, корректирующие некоторые установленные закономерности. В частности, как отмечается в работе [6], увеличение числа позиций ротора ведет к уменьшению неравномерности момента и, следовательно, к снижению амплитуд крутильных колебаний, что действительно имеет место при условии симметричного цикла нагружения. Однако при обработке давлением наиболее характерен цикл нагружения, при котором стадия разгрузки в пределах упругой «отдачи» пластически деформированного металла короче участка нагрузки на 3 порядка, т.е. оказывается настолько малой, что участок снятия нагрузки определяется

только упругими деформациями элементов машины. В этих условиях скачкообразное изменение крутящего момента сил сопротивления вращению ротора не позволяет использовать зависимости, установленные для симметричного цикла нагружения.

В работе [8] выполнено аналитическое исследование крутильных колебаний ротора при пластическом формообразовании, где ротор рассматривается как нелинейная динамическая система, работающая в условиях импульсной нагрузки. Однако задача определения влияния параметров ротора на амплитуды колебаний не ставилась, и определение рациональных параметров ротора до настоящего времени аналитически не проводилось. Поэтому параметризация роторных машин для обработки давлением является актуальной задачей, которая в данной работе выполнена на примере ротора с наклонным диском, работающего по принципу относительной регулярной прецессии [9, 10].

Целью работы является теоретическое определение рациональных параметров ротора для высадки головок проволочных метизов по критерию минимума амплитуд крутильных колебаний. Для этого необходимо решить следующие **задачи**: ввести и обосновать обобщенный параметр машины, исследовать резонансные процессы при работе ротора, построить АЧХ крутильных колебаний для различных значений производительности, установить связь обобщенного параметра машины с амплитудами крутильных колебаний, определить рациональные параметры ротора.

2. Основное содержание и результаты работы.

Принцип работы ротора с наклонным диском (рис. 1, б) состоит в том, что при вращении ротора за счет перекоса под небольшим углом планшайбы соответствующей конструкции (рис. 1, а) для размещения пуансонов происходит высадка головок проволочных метизов, например гвоздей. В конечном положении торец пуансона параллелен торцу матрицы. Такой способ обработки имеет то преимущество, что технологическое и транспортное движения объединены в одно – вращение планшайбы. Это позволяет уменьшить кинематическую сложность ротора, упростив конструкцию за счет упразднения механизма рабочего хода пуансона.

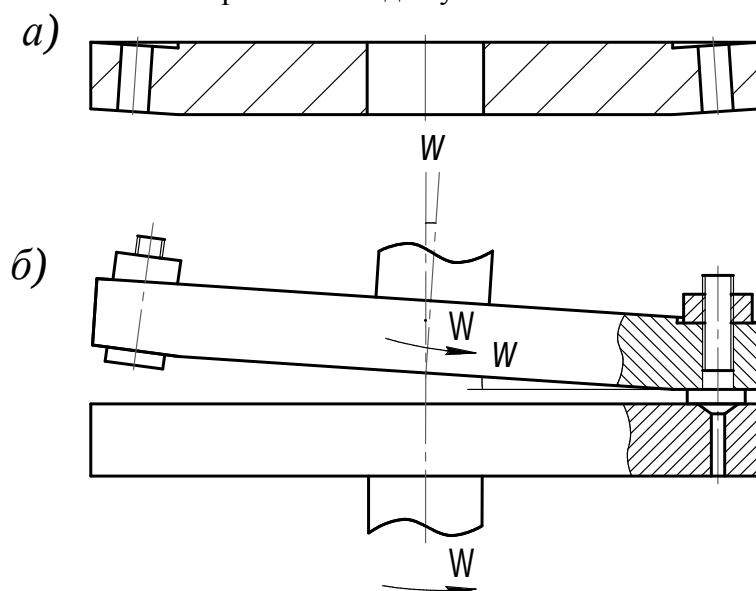


Рис. 1. Схема несущей планшайбы (а) и принцип работы ротора (б)

В работе [9] аналитически было определено изменение крутящего момента сил сопротивления для данной схемы на основании следующих допущений:

- 1) усилие высадки изменяется по экспоненте от абсолютной деформации;

- 2) упругие деформации элементов машины не учитываются;
- 3) пренебрегаем радиальным скольжением пуансона;
- 4) равнодействующая сил трения в паре «пуансон - заготовка» (вследствие отклонения процесса высадки от осесимметричности) не учитывается.

На рис. 2 показан график изменения момента сил сопротивления для заготовок диаметром 3 мм из стали Ст.3. Момент трения от прочих вредных факторов (от собственного веса ротора, от погрешностей изготовления и сборки и т.д.) принят равным нулю. Приняты следующие обозначения: R – радиус начальной окружности ротора; ω – угол нутации; U – число позиций ротора; l_1 – длина консольного участка вала ротора; l_2 – расстояние между подшипниками вала ротора; f_k – коэффициент трения качения в подшипниках; r_{np} – приведенный радиус подшипника.

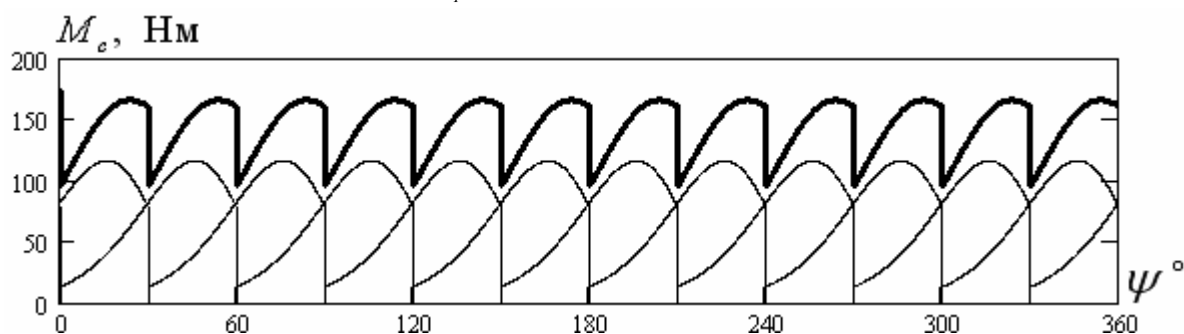


Рис. 2. Аналитическая зависимость крутящего момента сил сопротивления от угла поворота ротора

($R = 200$ мм, $\omega = 2^\circ$, $U = 12$, $l_1 = 200$ мм, $l_2 = 400$ мм, $f_k = 0,01$, $r_{np} = 100$ мм)

Суммарный крутящий момент сил сопротивления M_c (выделен жирным) является суперпозицией моментов сил сопротивления при обработке одной заготовки (показаны тонкими линиями). Из графика видно, что момент сопротивления имеет импульсный характер, т.к. в момент окончания высадки каждой заготовки суммарная нагрузка в роторе скачкообразно уменьшается на величину конечного усилия высадки для одной заготовки. Однако в силу того, что в роторе одновременно обрабатываются несколько заготовок, момент сопротивления имеет некоторое минимальное, отличное от нуля значение.

Рассматриваемая динамическая система характеризуется тремя независимыми входными факторами – радиусом R , числом позиций U и углом нутации ω , которые фигурируют как параметры машины, подлежащие определению с точки зрения минимума амплитуд крутильных колебаний. Геометрически можно показать, что коэффициент перекрытия, равный отношению рабочего угла к угловому шагу между позициями и показывающий среднее количество одновременно обрабатываемых заготовок, при данном способе обработки равен

$$k_{пер} = \frac{\pi - \arccos\left(\frac{h_0}{R \sin \omega} - 1\right)}{2\pi / U}, \quad (1)$$

где $k_{пер}$ – коэффициент перекрытия, h_0 – высота выступающей проволоки, отсчитываемая от торца матрицы. Тогда можно принять коэффициент перекрытия за

обобщенный параметр машины, т.к. он включает в себя все три независимых входных фактора, изменение хотя бы одного из которых приводит к изменению $k_{пер}$.

Полагая момент, развиваемый двигателем, постоянным (соответствующим некоторому короткому участку моментной характеристики), а также в предположении о линейном характере торсионной жесткости, запишем, пренебрегая диссипацией энергии, общее уравнение динамики крутильных колебаний ротора:

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = M_{\partial} - M_c(\psi), \quad (2)$$

где J – приведенный к валу ротора момент инерции; φ – малый угол отклонения от равновесного положения; K – приведенная торсионная жесткость; M_{∂} – момент, развиваемый двигателем; ψ – угол поворота ротора.

Так как режим работы ротора рассматривается как длительно непрерывный, в целях упрощения и исследования наихудшего случая опущено слагаемое, учитывающее рассеяние энергии колебаний. Правая часть уравнения (2) есть функция угла поворота ротора, который можно представить [8] суперпозицией монотонно увеличивающегося угла Ωt (инфинитное движение) и малой либрационной компоненты φ , т.е. собственно крутильных колебаний, и тогда очевидно, что дифференциальное уравнение (2) относительно динамической переменной φ оказывается нелинейным:

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = M_{\partial} - M_c(\Omega t + \varphi). \quad (3)$$

Разложим функцию M_c момента сопротивления в ряд Фурье

$$M_c(\psi) = \bar{M}_c + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos[nU\psi] + b_n \sin[nU\psi]), \quad (4)$$

где $\bar{M}_c$ – среднеинтегральное значение $M_c(\psi)$; a_n , b_n – коэффициенты ряда.

С использованием разложения (4) уравнение динамики крутильных колебаний (3) принимает вид

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = M_{\partial} - \bar{M}_c - \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos[nU(\Omega t + \varphi)] + b_n \sin[nU(\Omega t + \varphi)]). \quad (5)$$

Разделим обе части уравнения (5) на J и исключим из либрационной составляющей так называемый увод колебаний, вызванный константой $M_{\partial} - \bar{M}_c$ в правой части. Для этого введем обозначения

$$\varphi = \phi + \Delta_y, \quad \Delta_y = \frac{M_{\partial} - \bar{M}_c}{J\omega_0^2} = \frac{M_{\partial} - \bar{M}_c}{K}, \quad (6)$$

где ϕ – центрированная либрация, Δ_y – увод колебаний.

В результате для центрированной либрации будем иметь уравнение

$$\ddot{\phi} + \omega_0^2 \phi = -\frac{1}{J} \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos[nU(\Omega t + \phi + \Delta_y)] + b_n \sin[nU(\Omega t + \phi + \Delta_y)]), \quad (7)$$

где ω_0 – собственная частота.

Преобразуем правую часть уравнения (7) к более удобному виду. Величина увода колебаний, как видно из (6), является малой, близкой к нулю константой, т.е. своего рода начальной фазой, и не играет решающей роли при рассмотрении динамических процессов, что позволяет пренебречь ею с целью преобразования

косинусов и синусов сумм. Далее, разложим в ряд Маклорена синусы и косинусы аргументов, содержащих эту переменную, ограничившись ввиду малости ϕ линейными членами, т.е. будем считать справедливыми соотношения

$$\cos(nU\phi) \cong 1, \quad \sin(nU\phi) \cong nU\phi. \quad (8)$$

В результате, ограничившись частичной суммой ряда Фурье, получим следующее выражение:

$$\ddot{\phi} + \omega_0^2 \phi = -\frac{1}{J} \left(\sum_n A_n \cos(nU\Omega t - \delta'_n) + U\phi \sum_n A_n n \cos(nU\Omega t + \delta''_n) \right), \quad (9)$$

где приняты обозначения:

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}, \quad \operatorname{tg} \delta'_n = \frac{b_n}{a_n}, \quad \operatorname{tg} \delta''_n = \frac{a_n}{b_n}.$$

Преобразуем (9) к виду

$$\ddot{\phi} + \omega_0^2 \left(1 + \frac{UA_1}{K} \sum_n \frac{A_n}{A_1} n \cos(nU\Omega t + \delta''_n) \right) \phi = -\frac{1}{J} \sum_n A_n \cos(nU\Omega t - \delta'_n). \quad (10)$$

Введем обозначения

$$\bar{h} = \frac{UA_1}{K}, \quad f(t) = \sum_n \frac{A_n}{A_1} n \cos(nU\Omega t + \delta''_n) \quad (11)$$

и запишем соответствующее (10) однородное дифференциальное уравнение

$$\ddot{\phi} + \omega_0^2 (1 + \bar{h}f(t)) \phi = 0. \quad (12)$$

Данное уравнение принадлежит к типу уравнений Хилла, решения которого при определенных сочетаниях параметров могут быть асимптотически неустойчивыми при $t \rightarrow \infty$ (когда амплитуда колебаний неограниченно возрастает). Это явление известно в динамике под названием параметрического резонанса [11]. В данном случае параметрический резонанс имеет место в силу кинематического способа возбуждения ротора, (момент сил сопротивления зависит не только от времени, но и от малых колебаний).

В общем случае для уравнения (12) параметрический резонанс наступает при соотношении частот

$$\nu = \frac{\omega_0}{U\Omega} = \frac{i}{2} \quad (i = 1, 2, 3, \dots), \quad (13)$$

где Ω – угловая скорость вращения ротора, а условие его наступления выражается функциональным уравнением [11]

$$\phi_1(T) + \dot{\phi}_2(T) = \pm 2, \quad (14)$$

где T – период функции $f(t)$;

$\phi_1(t)$, $\phi_2(t)$ – два линейно независимых частных решения уравнения (12), удовлетворяющие следующим условиям при $t = 0$:

$$\begin{cases} \phi_1(0) = 1, & \dot{\phi}_1(0) = 0, \\ \phi_2(0) = 0, & \dot{\phi}_2(0) = 1. \end{cases}$$

Теоретически резонансов может быть бесконечное множество, однако с ростом отношения частот (13) интенсивность резонансных явлений быстро убывает, так что реально, с учетом потерь энергии, могут наблюдаться резонансы лишь при небольших значениях ν . Так, на рис. 3 приведены области параметрического резонанса для уравнения Хилла (12), полученного из уравнения (2) с моментом сопротивления M_c , изображенным на рис. 2. Хотя при больших $\bar{h}$ высшие резонансы оказываются не менее опасными, следует учитывать, что в действительности для реальных конструкций ротора $\bar{h}$ - величина порядка 10^{-3} , а в этом случае, как видно из графика, области высших резонансов почти сливаются в прямую.

Таким образом, при проектировании новой или исследовании существующей конструкции технологического ротора необходимо выполнять проверку функционального уравнения (14) или непосредственно решать (12), чтобы убедиться в наличии или отсутствии резонанса.

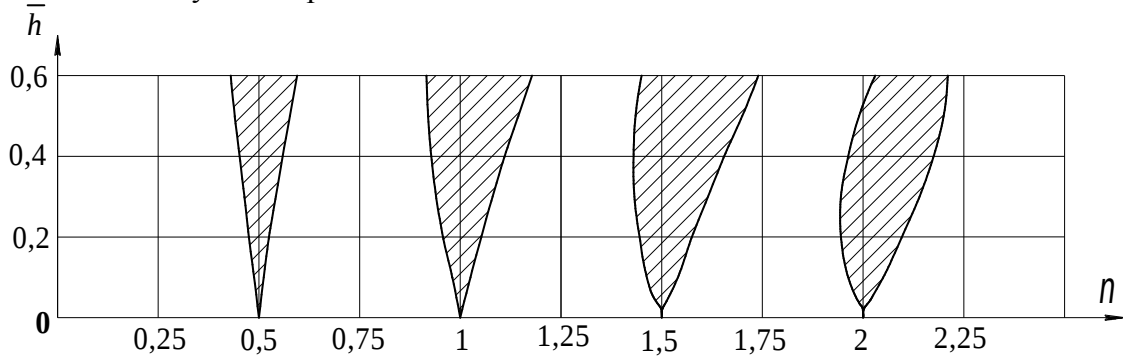


Рис. 3. Области параметрического резонанса для уравнения Хилла (12)

Для более точного исследования колебаний ротора в режиме обработки необходимо решать уравнение (7) с правой частью. В целях упрощения произведем замену реального времени на собственное [11]: $\tau = \Omega t + \Delta_y$, в результате чего получим

$$\frac{d^2\phi}{d\tau^2} + \left(\frac{\omega_0}{\Omega}\right)^2 \phi = -\frac{1}{J\Omega^2} \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos[nU(\tau + \phi)] + b_n \sin[nU(\tau + \phi)]). \quad (15)$$

Сумма в правой части (15) является гармонической составляющей функции момента сопротивления, которую с учетом (4) обозначим

$$\Psi(\tau + \phi) = M_c(\tau + \phi) - \bar{M}_c.$$

Перед ϕ в левой части (15) появляется множитель $(\omega_0/\Omega)^2$, который, выражая угловую скорость Ω через $2\pi\Pi_y/U$, где Π_y — цикловая производительность, представим в виде $(U\nu)^2$. В итоге будем иметь следующее уравнение:

$$\frac{\partial^2\phi}{\partial\tau^2} + (U\nu)^2 \phi = -\mu \Psi(\tau + \phi), \quad (16)$$

где $\mu = \frac{1}{J\Omega^2}$.

Уравнение (16) включает в себя не только производительность ротора, но и отношение частот, что позволяет производить расчет резонансных явлений для различных значений производительности, или, при фиксированной производительности, для различного числа позиций ротора, т.е. с точки зрения численного анализа это уравнение более удобно. Численные решения уравнений (12) и

(16) проводились в MathCAD 2001 методами Рунге-Кутты четвертого порядка с адаптивным подбором шага и экстраполяционным методом Булirша-Штера, которые показали хорошую сходимость результатов: относительная погрешность находилась в пределах 0,1%.

Ниже приведены результаты численного интегрирования уравнения (16). Наглядную характеристику о зависимости амплитуд либраций от отношения частот ν можно получить из амплитудно-частотных характеристик (АЧХ), представляющих собой зависимость $\phi_{\max} = f(\nu)$. На рис. 4 приведены две такие характеристики для конкретно принятых параметров колебательной системы, именно, момента сопротивления, изображенного на рис. 2, при $J = 100 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, отличающихся производительностью, или угловой скоростью вращения.

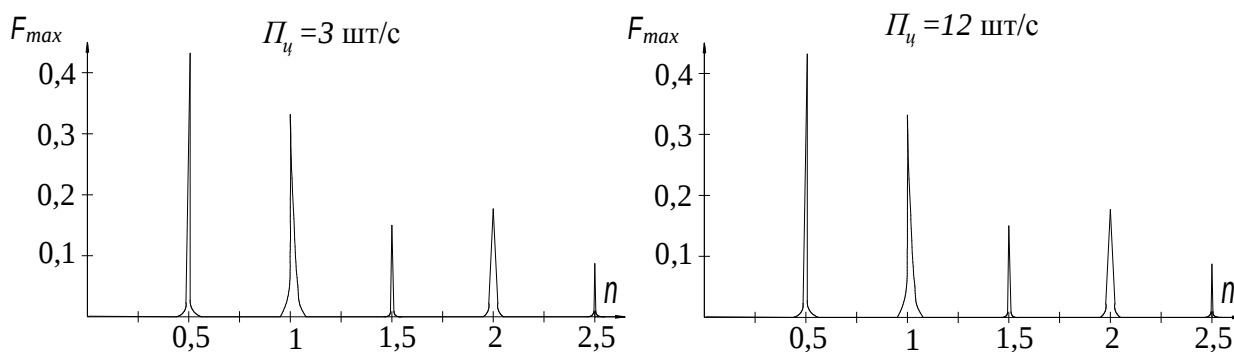


Рис. 4. АЧХ крутильных колебаний ротора

Сравнивая эти АЧХ, приходим к выводу, что производительность не влияет на амплитуды колебаний при резонансах, которые всегда одни и те же для заданных параметров ротора (в отличие от нерезонансных областей, что в силу масштаба на рис. 4 незаметно).

Перейдем к рассмотрению взаимосвязи обобщенного параметра - коэффициента перекрытия (1) с амплитудами колебаний. Приведенные ниже результаты были получены при изменении угла нутации - параметра машины, реально поддающегося изменению.

Необходимо задаться критерием параметризации, в качестве которого можно рассматривать как максимальные амплитуды колебаний $\phi_{\max}$, так и среднеинтегральное по периоду значение квадрата ϕ , которое является среднеинтегральной потенциальной энергией упругой деформации кручения, отнесенной к половине крутильной жесткости, и влияет на долговечность машины. Обозначим эту величину $\bar{\phi}^2$. В принципе ниоткуда не следует, что $k_{\text{пер}}$ одинаково влияет и на $\phi_{\max}$, и на $\bar{\phi}^2$. Однако именно такие результаты были получены при решении. На рис. 5 представлен график влияния $k_{\text{пер}}$ на $\bar{\phi}^2$ и $\phi_{\max}$. Сравнивая полученные графики, колебания можно характеризовать просто «амплитудой», не уточняя, о каком именно параметре идет речь.

Анализируя полученные зависимости, можно выделить два основных участка графиков - когда $k_{\text{пер}} < 1$ и $k_{\text{пер}} > 1$. При $k_{\text{пер}} \rightarrow 1$ слева амплитуды в несколько раз уменьшаются, после чего наступает периодичность с периодом $k_{\text{пер}} = 1$. При $k_{\text{пер}} \in N$, наблюдаются небольшие увеличения амплитуд в области минимумов, а при

$k_{nep} = (2n-1)/2$, $n \in N$, амплитуды немного уменьшаются в области максимумов. Так как амплитуды обнаруживают явную периодическую зависимость от обобщенного параметра, то коэффициент перекрытия имеет ясный физический смысл: он является циклической переменной ротора как динамической системы.

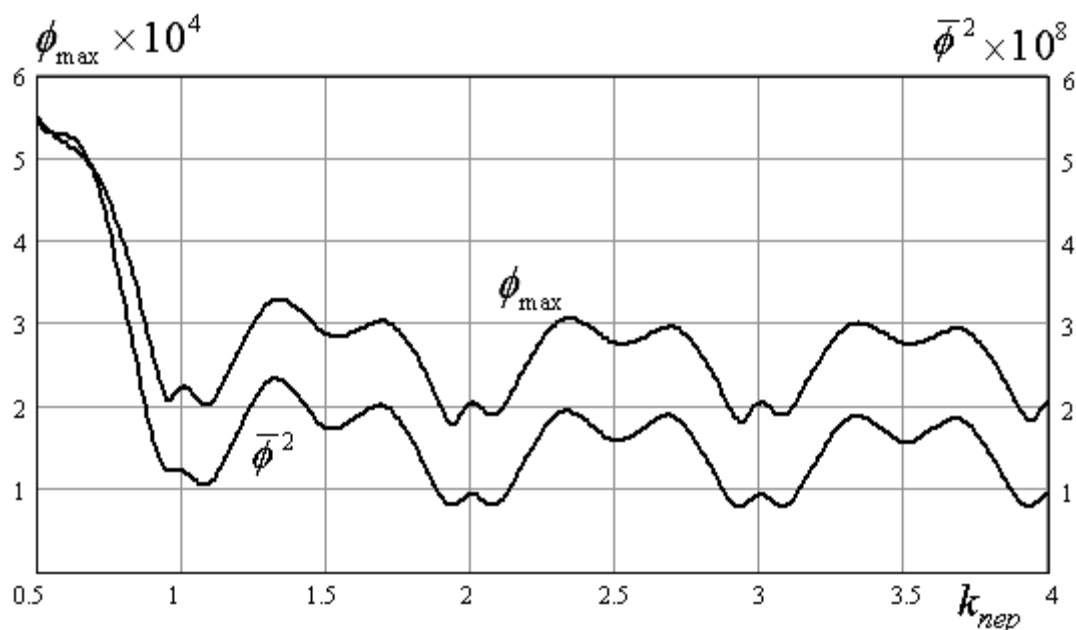


Рис. 5. Зависимость $\phi_{\max}$ и $\bar{\phi}^2$ от k_{nep} ($\Pi_{\psi} = 12$ шт/с, $\nu = 1,75$)

Таким образом, утверждение [6] о том, что увеличение k_{nep} ведет к снижению амплитуд колебаний ротора, вообще говоря, не подтверждается в условиях импульсной нагрузки. Можно сформулировать это положение следующим образом: амплитуды уменьшаются с ростом k_{nep} , если $k_{nep} < 1$, но в дальнейшем практически постоянны при $\{k_{nep}\} = const$. Следовательно, надо стремиться не к тому, чтобы увеличивать k_{nep} , а к тому, чтобы варьировать его дробной частью $\{k_{nep}\}$.

Следует отметить, что перспективные схемы роторных машин, имеющие кинематику фрикционной передачи или цилиндрической зубчатой пары [12], могут иметь тот недостаток в динамическом отношении, что рабочий угол в них будет весьма мал, а коэффициент перекрытия – значительно меньше 1. Как видно из графиков (рис. 5), амплитуды колебаний в этом случае могут быть больше более чем в 2 раза. Поэтому при проектировании ротора следует стремиться к тому, чтобы k_{nep} был равен целому числу, но не 1, которое при обработке ввиду непостоянной длины заготовок всегда будет несколько колебаться, попадая в области минимумов (рис. 5).

Так как между параметрами ротора и амплитудами колебаний существует функциональная связь, то данное обстоятельство позволяет подбирать рациональные параметры ротора. Сведем результаты теоретического анализа в таблицу, учитывающую то условие, что при целочисленном значении k_{nep} амплитуды крутильных колебаний ротора будут минимальными. Диаметр начальной окружности ротора из конструктивных соображений принимался в интервале (200...500) мм, т.е.

значения, формально удовлетворяющие условию минимума амплитуд, но выходящие за указанные пределы, не рассматривались.

Таблица 1. Рекомендуемые параметры технологического ротора для высадки головок гвоздей диаметром 3 мм

Число позиций	Диаметр начальной окружности ротора, мм, при угле нутации					
	0°30'	0°45'	1°	1°15'	1°30'	1°45'
6	402	268 356	200 268	214	—	—
8	470	314	234 402	320	268	230
10	442	296 408	222 306	246 464	204 388	332
12	430	286 356	214 268 402	214 320	268	230 458
14	422 494	282 330 436	212 246 328	262 412	218 344	294
16	218 468	278 314 386	208 214 290 402	232 320	268 434	230 372

Данная таблица суммирует рациональные параметры технологического ротора с наклонным диском для высадки с точки зрения сведения амплитуд крутильных колебаний к минимуму.

3. Выводы.

В работе выполнен теоретический анализ динамических процессов, протекающих в технологическом роторе при обработке давлением головок проволоочных гвоздей. На основании проведенного анализа установлено следующее:

1. Технологический ротор является нелинейной динамической системой с кинематическим возбуждением [8], что приводит к необходимости решать уравнение динамики на условие параметрического резонанса.

2. Области параметрического резонанса для реальных значений параметра $\bar{h}$ наиболее широки при $\nu = 0,5$ и $\nu = 1$, т.е. наиболее опасны демультипликационный и основной резонансы.

3. Нелинейность ротора как динамической системы обуславливает конечные амплитуды крутильных колебаний при резонансах, в том числе без учета затухания.

4. Цикловая производительность не влияет на максимальные амплитуды колебаний при резонансах.

5. В качестве обобщенного параметра ротора можно принять коэффициент перекрытия (1), включающий в себя все независимые входные факторы – параметры машины.

6. Коэффициент перекрытия влияет на амплитуды колебаний таким образом, что при $k_{пер} \rightarrow 1$ слева амплитуды существенно уменьшаются, после чего наступает периодичность с периодом $k_{пер} = 1$. то есть коэффициент перекрытия является циклической переменной системы.

7. Целочисленные значения $k_{пер}$ обеспечивают минимум как максимальных амплитуд колебаний, так и среднеинтегральной удельной потенциальной энергии упругой деформации кручения, которая влияет на долговечность машины.

На основании полученных результатов определены рациональные параметры технологического ротора (табл. 1), которые обеспечивают минимум максимальных амплитуд крутильных колебаний и наибольшую долговечность машины.

Список литературы: 1. Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с. 2. Клусов И. А. Проектирование роторных машин и линий. - М.: Машиностроение, 1990. - 320 с. 3. 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. 4. Корнюхин И.Ф. Многодвигательный привод автоматической роторной линии с кинематической синхронизацией рабочих машин и выравниванием нагрузки между приводными двигателями// Кузнечно-штамповочное производство. - 1979. - №2. - С. 25 – 27. 5. Корнюхин И.Ф., Крюков В.А., Пашин А.А. Снижение уровня колебаний механической системы с однотипными возмущениями// Известия вузов, Машиностроение. - 1986. - №6. - С. 30 – 34. 6. Крюков В.А., Прейс В.В. Построение привода исполнительных органов роторной технологической машины с учетом уравнивания мощности// Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов межд. науч.-тех. конф. в г. Севастополе 13 – 18 сентября 2004 г. В 4-х т.– Донецк: ДонНТУ, 2004. Т.2. - С. 121 – 124. 7. Крюков В.А., Прейс В.В. Моделирование движения червячного привода автоматических роторных линий// Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов межд. науч.-тех. конф. в г. Севастополе 12 – 17 сентября 2005 г. В 5-ти т.– Донецк: ДонНТУ, 2005. Т.2. - С. 155 – 158. 8. Дворников В.И., Матвиенко А.В., Кралин А.К. Динамика технологического ротора при пластическом формообразовании изделий// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. тр. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Вып. 25. - С. 104 – 112. 9. Чернышев Е.А., Михайлов А.Н., Дворников В.И. К вопросу создания роторных машин для изготовления проволочных метизов// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Межд. сб. науч. трудов. – Донецк: ДонНТУ, РВА ДонНТУ. - 2006. – Вып. 32. - С. 240 – 249. 10. Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - 379 с. 11. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Дрофа, 2004. – 591 с. 12. Михайлов О.М., Чернышев С.О. Синтез і аналіз принципово-структурних моделей ротора для висадження// Обладнання та технології харчових виробництв: Темат. зб. наук. пр. – Донецьк: ДонДУЕТ, 2006. – Вип. 14. – С.58 – 64.

Сдано в редакцию 10.01.07

ПІДВИЩЕННЯ ВІБРОСТІЙКОСТІ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ РІЗЦЕТРИМАЧЕМ З ОРІЄНТОВАНИМ ЦЕНТРОМ ЖОРСТКОСТІ

Шевченко О.В., Вакуленко С.В. (НТУУ „КПІ”, м. Київ, Україна)

The questions of a heightening of a chatter stability of turning by means of a toolholder with an oriented centre of stiffness are presented in the paper. Results of researches at cutting by experimental construction of a toolholder are given. Efficiency of use of such toolholders for a heightening of a chatter stability proved at turning.