

МЕТОДИКА ВЫБОРА ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ ПРИВОДА ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА

КАРПУШЕВИЧ З.Г., ТРЕГУБОВ А.В.

КГТУ им.И.Раззакова
izvestiya@ktu.aknet.kg

В работе приводится методика выбора основных параметров регулятора автоматической системы регулирования режимами работы камнеобрабатывающего станка

В работе [1] нами была обоснована модель системы автоматического регулирования режимами подачи дискового алмазного инструмента в зависимости от нагрузки на его привод вращения. Модель включила в себя общую расчетную схему системы и закон изменения (регулирования) режима подачи станка. Для реализации этого закона необходимо иметь систему с определенными параметрами. Обоснование этих параметров системы регулирования является одной из основных задач наших исследований.

Отличительной особенностью этой системы от ранее рассмотренных систем камнераспиловочных станков является возможность регулирования осевой и радиальной сил резания камня в зависимости от крутящего момента на дисковом алмазном инструменте [2]. Это достигается за счет введения в гидросистему токарного камнеобрабатывающего станка золотникового регулятора (рис.1), который осуществляет дросселирование потока рабочей жидкости, поступающей к гидродвигателю подающего механизма в зависимости от давления в напорной магистрали гидродвигателя вращения инструмента (т.е. от нагрузки на инструменте).

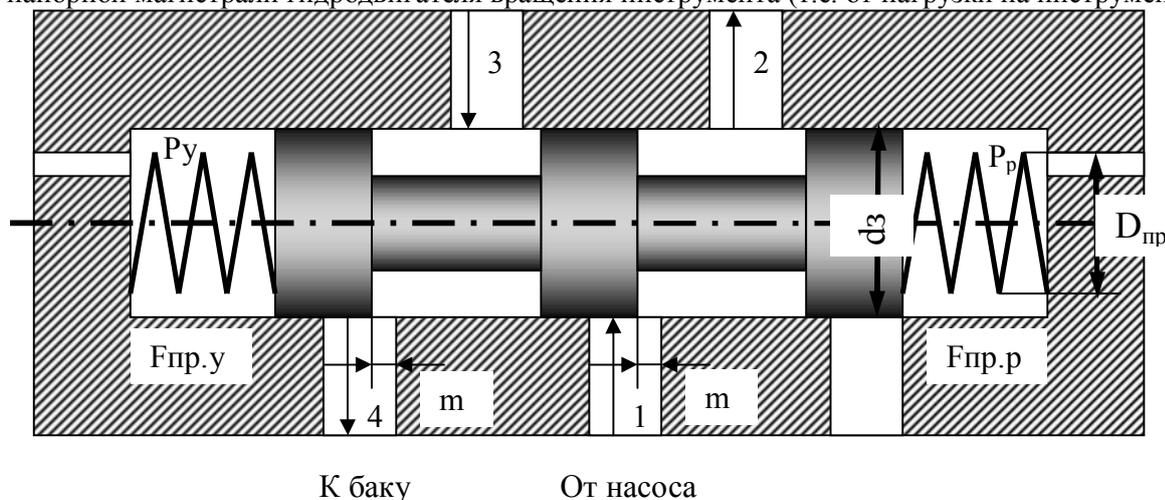


Рис. 1. Расчетная схема золотника регулятора: 1- напорный канал; 2 – канал идущий к двигателю подачи; 3- канал идущий от двигателя подачи; 4- сливной канал; P_y- канал управления от гидроцилиндра; P_p- канал управления от гидромотора дискового инструмента.

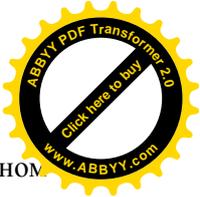
Для формирования методики выбора параметров регулятора следует рассмотреть основные зависимости, характеризующие процесс обработки камня, воспользовавшись расчетными формулами [3,4,5].

Основным показателем эффективности процесса обработки камня можно считать скорость резания:

$$V_p = \varphi(F_n; f; n_b; D; n_k; A),$$

где F_n - усилие подачи; f – крепость камня; n_b - частота вращения инструмента; D – диаметр инструмента; n_k - число алмазных сегментов; A - абразивность камня.

Как видно, скорость резания зависит от большого числа факторов, многие из которых постоянно меняются в процессе обработки ($F_n; D; n_k \dots$), причем для f имеет практически случайный характер, т.к. он зависит от структуры абразивности, наличия микротрещин и т.п.. В



связи с этим нам придется сделать допущения, что крепость камня меняется в известном диапазоне ($f = 8 \div 18$) от ракушечника до гранита.

Скорость резания должна обеспечиваться мощностью привода подачи станка. Основной характеристикой этого привода является, как известно, механическая характеристика гидромотора подающего механизма.

Другой характеристикой процесса резания является момент сопротивления вращению дискового алмазного инструмента. Он также зависит от большого числа факторов, в том числе от усилия подачи F_n и давления охлаждающей жидкости, от которого зависит интенсивность износа алмазоносных сегментов дискового инструмента.

Частота вращения инструмента n_b определяется механической характеристикой привода вращения

$$n_b = \varphi(M_c)$$

Усилие подачи F_n зависит от скорости резания, перепада давления рабочей жидкости на гидромоторе привода подачи $F_n = \varphi(V_p; \Delta P_n)$,

где ΔP_n – перепад давления рабочей жидкости в гидромоторе подачи, зависящий от давления в системе до двигателя и давления слива. Т.е.

$$\Delta P_n = \varphi(P_n; l_n; l_{2n}; d_{1n}; d_{2n}; \Delta P_{ок}),$$

где P_n – давление рабочей жидкости, которое может обеспечить настройка предохранительного устройства системы подачи инструмента; l и d – длина и диаметр шлангов напора и слива системы подачи; $\Delta P_{ок}$ – перепад давлений на окнах регулятора режима работы привода подачи. В свою очередь:

$$\Delta P_{ок} = \varphi(P_n; S_{ок}; \Delta; \delta),$$

где $S_{ок}$ – площадь рабочих окон регулятора; Δ – величина перекрытия окон регулятора; δ – радиальный зазор в золотниковой паре регулятора.

Площадь рабочих окон регулятора также зависит от многих параметров как самого регулятора, так и системы:

$$S_{ок} = \varphi(X; d_3; \psi; F_{np}^l; u^*),$$

где X – величина перемещения плунжера регулятора; d_3 – диаметр золотника регулятора; ψ – центральный угол окон втулки золотника; F_{np}^l – усилие предварительного поджатия пружин регулятора; u^* – допустимая скорость движения рабочей жидкости в окнах золотника регулятора.

Площадь рабочих окон регулятора во время работы системы регулирования зависит от величины перемещения плунжера золотника под действием давления управления P_y и упругой системы регулятора:

$$X = \varphi(P_y; C_{np}),$$

где P_y – давление управления или давление в приводе вращения инструмента P_b ; C_{np} – жесткость пружин регулятора.

На основе описанной выше методики обоснования параметров системы регулирования с учетом того, что нами решалась частная задача обоснования параметров регулятора режима работы привода подачи станка, был составлен алгоритм (рис.2). Это позволило, на основании известных параметров элементов камнеобрабатывающего станка для которого создавалась система регулирования, получить параметры регулятора этой системы.

В итоге можно сделать вывод, что предлагаемая нами методика обоснования параметров регулятора режима работы привода подачи камнеобрабатывающего станка позволяет решить поставленную перед нами задачу.

Литература

1. Трегубов А.В., Карпушевич З.Г., Юнусов Ф. Выбор основных параметров адаптивной системы камнеобрабатывающего станка. // Известия КГТУ им. И. Раззакова, №14. Бишкек, 2008, стр 61-65



2. Картавый Н.Г., Сычев Ю.И. и др. Оборудование для производства облицовочных материалов из природного камня. - М.: Машиностроение, 1988. - 319с.
3. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы в машиностроении. - М.: Машгиз, 1984.-495с.
4. Башта Т.М. Гидравлические следящие приводы. - М.: Машгиз, 1986.-351с.
5. Бессекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. - М.: Машгиз, 1975.-768с.

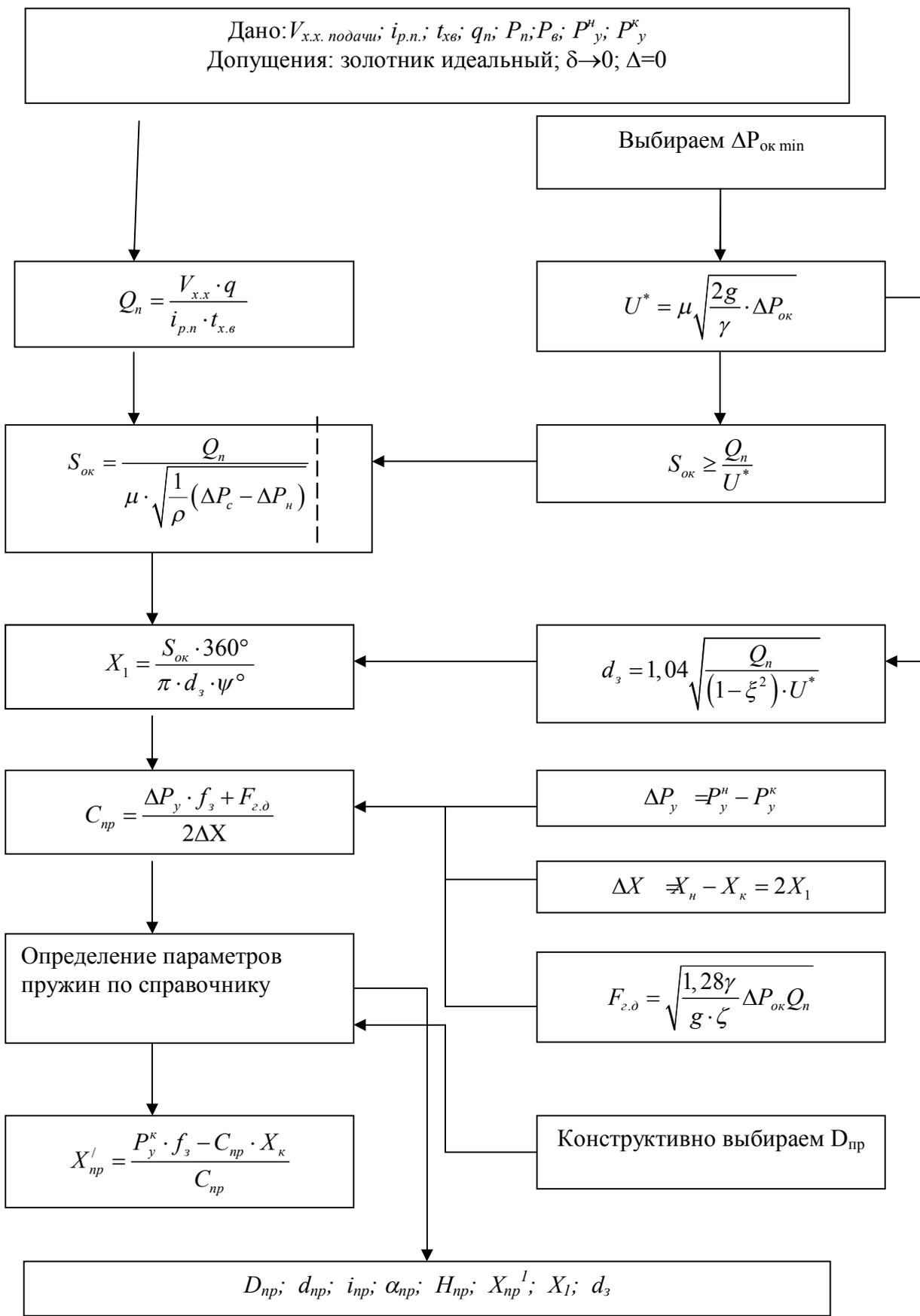


Рис.2. Алгоритм обоснования параметров регулятора режима работы привода подачи дискового алмазного инструмента.



УДК 677.054.15

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА НИТИ ОСНОВЫ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ БЕЗБАРАБАННОЙ СНОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ СП-180

Джаманкулов К.Д., Зыкова Е.П.

КГТУ им. И Раззакова

В работе рассматривается влияние динамических нагрузок на снующиеся нити. Для двухмассовой системы использованы дифференциальные уравнения движения масс, совершающие крутильные колебания. Решение указанных уравнений позволяет определять максимальное усилие натяжения нитей основы при торможении сновальной машины.

Рассмотрим процесс торможения сновальной машины СП-180. В соответствии с кинематической схемой этой машины (рис.1) примем следующие обозначения:

$m_{нмв}$ - приведенная масса мерильного валика (7);

$m_{псв}$ - приведенная масса сновальной паковки (5);

$m_{Iром}$ - масса ротора электродвигателя;

$m_{Iиу}$ - масса ведущего шкива ременной передачи;

$m_{IIиу}$ - масса ведомого шкива ременной передачи;

m_{II0} - масса пустого сновального валика;

$m_{IIнам}$ - масса намотки сновальной паковки;

$m_{IIIмв}$ - масса мерильного валика;

$m_{IIIиу}$ - масса шестерни 9, расположенной на быстроходном валу (III);

$m_{IVиу}$, $m_{IVк}$ - массы шестерни 11 и колеса 10 промежуточного вала (IV);

$m_{Vк}$ - масса колеса 12, расположенного на тихоходном валу (V);

$V_{Iром}$ - скорость ротора электродвигателя;

$V_{IIиу}$ - окружная скорость ведомого шкива 4 (он же тормозной шкив);

$V_{IIсв}$ - окружная скорость сновальной паковки 5;

$V_{IIIмв}$ - окружная скорость мерильного валика 7;

$V_{IIIиу}$ - окружная скорость шестерни 9;

$V_{IVк}$ - окружная скорость колеса 10;

$V_{IVиу}$ - окружная скорость шестерни 11;

$V_{Vк}$ - окружная скорость колеса

Для расчета динамики механизмов сновальной машины реальную систему целесообразно привести к крутильной расчетной схеме (рис.2). Для двухмассовой системы дифференциальные уравнения движения масс

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1, \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где J_1 – приведенный момент инерции к валу сновальной паковки [1];

$$J_1 = J_{1иу} + J_{1ром} + J_{11} \cdot U^2; \quad (2)$$

$J_{1иу}$, $J_{1ром}$ - моменты инерции ведущего шкива передачи и ротора электродвигателя;

$$U_{21} = \frac{\omega_{11}}{\omega_1} - \text{передаточное отношение}; \quad (3)$$

ω_1 , ω_{11} - угловые скорости осей 1,11 (рис.1);

J_{11} – момент инерции деталей, расположенных на валу сновальной паковки;

$$J_{11} = J_{110} + J_{11н} + J_{11иу}; \quad (4)$$

$J_{110}, J_{11n}, J_{11uk}$ - соответственно моменты инерции пустого сновального валика, пинолей, тормозных шкивов (один из них одновременно является ведомым шкивом ременной передачи) и намотанной пряжи;

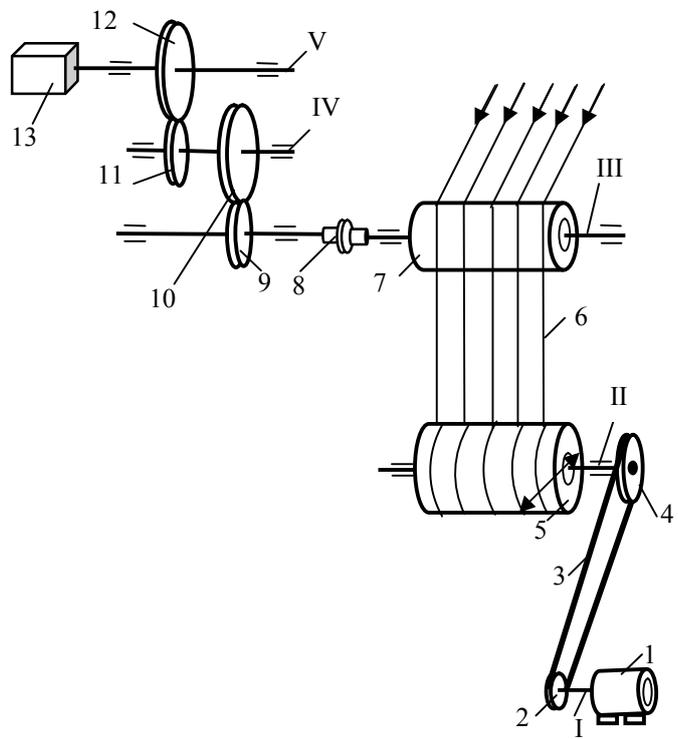


Рис.1. Кинематическая схема механизма намотки сновальной машины

1 – электродвигатель, 2 – шкив ведущий, 3 – ремень, 4 – шкив ведомый, 5 – сновальный валик, 6 – нити, 7 – мерильный валик, 8 – муфта, 9 – шестерня, 10 – колесо, 11 – шестерня, 12 – колесо, 13 – счетчик, I – вал двигателя, II – вал сновального валика, III – вал мерильного валика, IV, V, VI – валы редуктора.

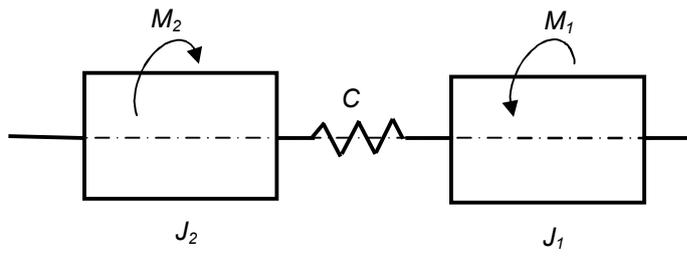


Рис. 2

$$J_1 = J_{1uk} + J_{1pom} + (J_{110} + 2J_{11n} + 2J_{11uk} + J_{11nam}) \frac{R_{1uk}}{R_{11uk}(1-\varepsilon)}; \quad (5)$$

R_{1uk}, R_{11uk} - радиусы шкивов ременной передачи;
 ε – коэффициент упругого скольжения ременной передачи;
 J_2 – приведенный момент инерции второй массы (масса мерильного валика);

$$\frac{J_2 \cdot \omega_{III}^2}{2} = \frac{J_{IIIu} \cdot \omega_{III}^2}{2} + \frac{J_{IVk} \cdot \omega_{VI}^2}{2} + \frac{J_{IVu} \cdot \omega_{VI}^2}{2} + \frac{J_{Vk} \cdot \omega_V^2}{2} + \frac{J_{III} \cdot \omega_{III}^2}{2}; \quad (6)$$

$J_{IIIu}, J_{IVk}, J_{IVu}, J_{Vk}, J_{III}, \omega_{III}, \omega_V$ - соответственно моменты инерции и угловые скорости вращающихся деталей на соответствующих осях (рис.1);

$$J_2 = J_{III} + J_{IIIu} + (J_{IVk} + J_{IVu}) \left(\frac{\omega_{IV}}{\omega_{III}} \right)^2 + J_{Vk} \left(\frac{\omega_V}{\omega_{III}} \right)^2; \quad (7)$$

φ_1, φ_2 - углы закручивания первой (сновальный валик) и второй (мерильный валик) масс, рад;

M_1 - тормозной момент на валу сновальной паковки [1] (рис.3);

$$M_1 = 2F_{me} f_e R_{me} \frac{l_1}{h_1} \cdot \cos \beta_1; \quad (8)$$

F_{me} – сила, развиваемая пружиной;

R_{me} – радиус колодки тормоза сновального валика;

f_e – коэффициент трения между материалами тормозного шкива сновального валика и колодок;

M_2 - статический момент сопротивления мерильного валика (определяется экспериментально);

C – жесткость снующихся нитей [2];

$$C = \frac{E \cdot A \cdot Z \cdot D_H}{4L}; \quad (9)$$

E – модуль продольной упругости;

A - площадь сечения нити;

Z – число нитей на сновальном валике;

D_H – диаметр намотки;

L – длина нити в зоне мерильный-сновальный валики.

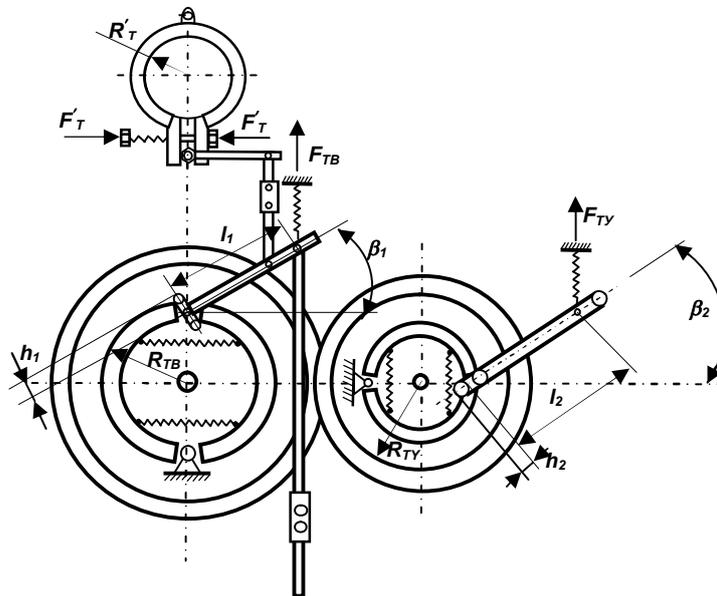


Рис.3

При нулевых начальных условиях времени, т.е.

$$t = 0, \quad \frac{dM}{dt} = 0, \quad M = 0. \quad (10)$$

Момент сил натяжения M в зоне мерильный-сновальный валики [3]

$$M = M_n (1 - \cos Pt), \quad (11)$$

где $M_n = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} = n_2 M_1 + n_1 M_2; \quad n_1 = \frac{J_1}{J_1 + J_2}, \quad n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2},$

P – частота колебаний двухмассовой системы.

Из выражения (11) следует, что максимальные значения моментов сил натяжения в приводной линии (в зоне между сновальным и мерильным валиками) равны удвоенному значению статических и инерционных нагрузок. Однако действительные системы механизмов - многомассовые, имеющие зазоры в сопрягаемых деталях. Поэтому динамические нагрузки в их приводных линиях могут достигать больших значений (нити основы в вышеуказанной зоне), превышающих статические нагрузки от сил сопротивления во много раз. Особенно интенсивные колебания возникают в механизме при торможении.

Рассмотрим влияние зазоров на силы натяжения нитей основы.

В двухмассовой системе с зазорами во время торможения машины нити основы подвержены действиям следующих динамических моментов:



$$M_D = M_n(1 - \cos Pt) + \frac{\omega_0 C}{P} \sin Pt, \quad (12)$$

где ω_0 – угловая скорость соударения масс при выборе зазора;

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_1\theta}{J_1}}, \quad (13)$$

здесь θ – приведенный угловой зазор, рад.

Выражение (12) для динамического момента M_D можно представить в более удобном для расчета виде

$$M_D = M_n(1 - \cos Pt) + \sqrt{2M_1\theta C n_2} \sin Pt. \quad (14)$$

В этом уравнении первая составляющая представляет собой динамические нагрузки от приложения внешних сил, вторая – от ударов в зазорах. Амплитуда дополнительных динамических нагрузок от упругих ударов в зазорах возрастает от величины приведенного зазора по параболической кривой.

При действии постоянных внешних нагрузок $K_D > 2$ [3] за счет дополнительных моментов сил упругости от ударов в зазорах $K_D = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0 C}{M_n P}\right)^2} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2M_1\theta C n_2}{M_n^2}}$. (15)

Если движущая масса m_2 (мерильный валик) приводится в движение с помощью нитей основы и происходит замыкание кинематической цепи со скоростью V_0 , то максимальное усилие натяжения нитей основы при торможении будет рассчитываться по формуле

$$P_{\max} = V_0 \sqrt{m_2 C} + Q, \quad (16)$$

Выражение (16) с учетом (9) записывается в виде

$$P_{\max} = V_0 \sqrt{m_2 \frac{E \cdot A \cdot Z \cdot D_H}{4L}} + Q, \quad (17)$$

где Q – сила сопротивления мерильного валика.

На практике уменьшение динамических нагрузок от ударов в зазорах достигают качественным изготовлением сопрягаемых деталей, а также тщательным монтажом узлов.

Литература

1. Джаманкулов К.Д. Стабилизация процессов наматывания и сматывания пряжи в сновальных и шлихтовальных машинах. - Дис. докт. техн. наук. - Кострома, 1990.
2. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. -М.: Машиностроение, 1968.
3. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. -Киев: АН УССР, 1961.

