

УДК 677.03.004.182

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИВЕДЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ
КОЛКОВОГО БАРАБАНА МАШИНЫ
ДЛЯ РЕГЕНЕРАЦИИ ОТХОДОВ**

**DESIGN PROCEDURE OF A FINGER DRUM RIGIDITY
OF THE MACHINE FOR WASTE REGENERATION**

Е.В. ПОЛЯКОВА, С.М. ИВАНОВ, Т.В. ШМЕЛЕВА, А.А. СИЗОВ, О.Н. ВОЛЫНКИН
E.V. POLJAKOVA, S.M. IVANOV, T.V. SHMELEVA, A.A. SIZOV, O.N. VOLYNKIN

(Ивановская государственная текстильная академия)
(Ivanovo State Textile Academy)
E-mail: ttp@mail.ru

В статье рассматривается методика расчета жесткости колкового барабана. На технологический процесс чесания влияют лишь радиальные и угловые смещения барабанов, то есть колебания обечайки относительно опор вала.

The design procedure of a finger drum rigidity is considered in the article. The carding technological process is influenced by only radial and corner displacement of drums, that is vibrations of a shell ring concerning the shaft foots.

Ключевые слова: разрыхление, регенерация, отходы, колебания, жесткость, колковый барабан, ступенчатый вал, модуль.

Keywords: shredding, regeneration, waste, vibrations, rigidity, a finger drum, a stepped shaft, a module.

В результате исследования динамики машин часто требуется оценка вибрации всего барабана как единого целого, без детерминирования колебаний элементов, входящих в конструкцию узла [1...4].

Следует отметить, что на изменение разводов между рабочими органами, а так же на технологический процесс чесания влияют лишь радиальные и угловые смещения барабанов, то есть колебания обечайки относительно опор вала.

В исследуемой конструкции колкового барабана обечайка соединена с валом жесткими втулками. Однако возможна конструкция, когда вместо втулок установлены крестовины со спицами.

В связи с этим следует определить приведенную жесткость узла барабанного типа, для чего отделим обечайку от вала, а крестовины заменим реакциями (рис. 1 – обечайка).

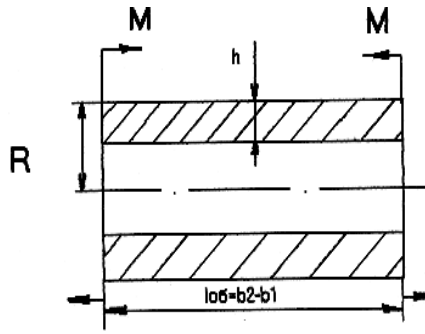


Рис. 1

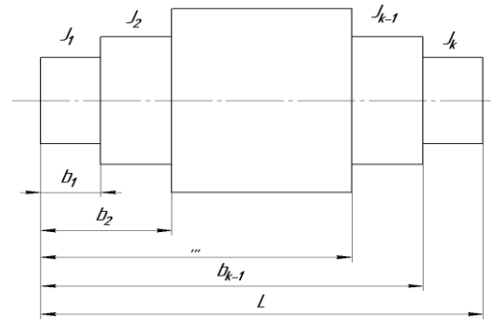


Рис. 2

Расчет приведенной жесткости ступенчатого вала, изображенного на рис. 2, вы-

полнен ранее [5], [6]:

$$J_{пр} = (J_1 - J_2)\Phi\left(\frac{b_1}{L}\right) + (J_2 - J_3)\Phi\left(\frac{b_2}{L}\right) + \dots + (J_{k-1} - J_k)\Phi\left(\frac{b_{k-1}}{L}\right) + J_k, \quad (1)$$

где $J_{пр}$ – приведенный момент инерции площади поперечного сечения вала; $J_i (i=1, 2, \dots, k)$ – момент инерции поперечного сечения i -го участка вала; $b_i (i=1, 2, \dots, k)$ – расстояние от начала вала до конца i -го участка; L – длина вала;

Степень влияния жесткостей вала и обечайки друг на друга характеризуется отношением:

$$K_y = f_{об}/f_B, \quad (2)$$

для удобства записи.

где $f_{об}$ – стрела прогиба обечайки; f_B – разница между максимальным прогибом вала и прогибом в точке b_1 :

Вследствие того, что нагрузка действующая на вал, вызывает его деформацию, изгибающий момент через крестовины передается на обечайку. Причем величина этого момента зависит от коэффициента жесткости крестовин ($C_{кр}$). При $C_{кр} = 0$ всю нагрузку воспринимает вал и приведенная жесткость узла равна жесткости вала без учета обечайки. При $C_{кр} = \infty$ приведенный момент инерции в поперечном сечении узла рассчитывается согласно (1), если принять обечайку за ступень вала. Расчетная схема учета влияния жесткости обечайки на жесткость вала приведена на рис.3.

$$f_B = \frac{[-Pb_1(b_2 - b_1)^2 + M(b_2 - b_1)^2]}{(8E_b J_b)}. \quad (3)$$

В случае симметрии $L = b_1 + b_2$.

В этом случае максимальный прогиб обечайки от момента M , действующего со стороны крестовины [7]:

$$f_{об} = -M \left[\frac{(b_2 - b_1)}{R} \right] / (8\pi E_{об} h R), \quad (4)$$

где R – радиус барабана; h – толщина стенки; b_1 и b_2 – расстояние до начала и конца обечайки.

Угловая деформация на торцах обечайки

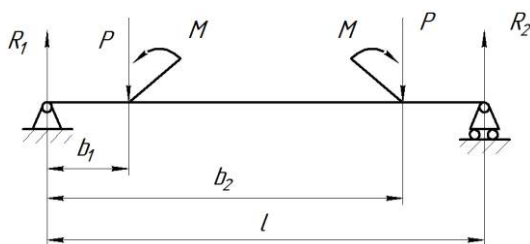


Рис. 3

$$\theta = -M \left[\frac{(b_2 - b_1)}{R} \right] / (2\pi E_{об} h R^2). \quad (5)$$

Введем дополнительные условия, связывающие коэффициент жесткости крестовины

стовин $C_{кр}$ с углами поворота вала и обечайки в местах жесткого соединения с крестовинами:

$$\left. \frac{dy_b}{dx_0} \right|_{x=b_1} = \theta_{об} = -\frac{M}{C_{кр}}. \quad (6)$$

Откуда с учетом (5) имеем:

$$M = \frac{Pb_1c_{кр}\pi E_{об}hR^3(b_2 - b_1)}{\left[(b_2 - b_1)c_{кр}(\pi hR^3E_{об} + E_6J_6) + 2\pi E_6E_{об}J_6hR^3 \right]}. \quad (7)$$

Решая совместно (2), (3) и с учетом (8), получаем коэффициент влияния:

$$K_y = \frac{c_{кр}(b_2 - b_1)}{\left[c_{кр}(b_2 - b_1) + 2\pi E_{об}hR^3 \right]}. \quad (8)$$

В зависимости от модели машины в крестовине может быть 3, 4, 6 и 8 спиц. С учетом изгибной деформации и деформации кручения спиц крестовин коэффициент жесткости спицы с координатой φ_1 ($\varphi=0$ – вертикальная плоскость):

$$C_{сп} = \frac{M}{\varphi} = \frac{\left[\varepsilon - r_{ст} \cos^2 \varphi_1 (r_{ст}(\alpha \cos^2 \varphi_1 + \beta \sin^2 \varphi_1)) + \gamma \right]}{\left[\varepsilon(\alpha \cos^2 \varphi_1 + \beta \sin^2 \varphi_1) + \gamma^2 \cos^2 \varphi_1 \right]}, \quad (9)$$

где φ – общий угол поворота конца спицы

с координатой φ_1 ; $r_{ст}$ – радиус ступицы.

$$\varepsilon = L \left\{ 2L_1I_{сп} + I_{сп}^2 - 2L_1^2I_{п} \left[L_1 / (L_1 - L_{сп}) \right] \right\} / 2EJ_{ст};$$

$$\alpha = \frac{L_2I_{сп}(2L_1 - I_{сп})}{\left[2EJ_{сп}(L_1 - I_{сп})^2 \right]};$$

$$\beta = \frac{L_1I_{п}[(L_1 / (L_1 - I_{сп}))]}{GJ_{к}}; \quad \gamma = \frac{L_1I_{сп}^2}{2EJ_{ст}(L_1 - I_{сп})};$$

$$L_1 = \left(\sqrt[3]{\frac{L_{сп}}{J_0L_{сп}}} \right) / \left(\sqrt[3]{\frac{J_{ст}}{J_0 - 1}} \right) - \text{фиктивная}$$

длина спицы. Здесь $L_{сп}$ – длина спицы; $J_{ст}$, J_0 – моменты инерции площади поперечного сечения спицы соответственно у ступицы и обода; $J_{к}$ – момент инерции при кручении спицы у обода.

Находящиеся спицы в крестовине можно представить как параллельно соединенные упругие элементы с коэффициентом жесткости C_{cni} :

$$C_{сп} = \sum C_{cni}.$$

Необходимые решения для барабанов с соответствующим количеством спиц найдутся простым суммированием. Следует иметь в виду, что величина суммарного

коэффициента жесткости зависит от положения спиц крестовины относительно вертикальной плоскости.

Коэффициент жесткости для крестовин изменяется с периодами $\pi/3$, $\pi/2$, $\pi/3$, $\pi/4$ соответственно для трех, четырех, шести и восьми спиц. Максимальные и минимальные значения коэффициентов жесткостей для трех и шести спиц отличаются на 23%, для четырех 52,5% и для восьми на 8,5%. Эти изменения могут являться причинами возникновения параметрических колебаний при вращении барабана [8].

Угол упругого поворота в стыке ступица–вал определяется по формуле [5]:

$$\varphi = 6\delta_0M / PL_{ст}^2, \quad (10)$$

где δ_0 – упругое перемещение в середине стыка ($\delta_0 = C\sqrt{\delta}$); δ – нормальное давление в стыке; C – постоянная, зависящая от сопрягаемых материалов, чистоты поверхности и вида обработки; P – усилие в стыке ($P = \delta F$); F – площадь стыка

($F = \pi d L_{ст}$); d – диаметр вала; $L_{ст}$ – длина ступицы.

При сопряжении чугун–сталь с чистой поверхностью $R_a = 1,25$ после точения $C = 1,12 \cdot 10^{-9} (m^2 / \sqrt{H})$.

Коэффициент угловой жесткости ступицы в этом случае будет равен:

$$C_{ст} = \frac{M}{\varphi} = \frac{PL_{ст}^2}{6\delta_0} = \frac{PL_{ст}^2 \sqrt{\delta}}{6C}. \quad (11)$$

Из (11) следует, что $C_{ст}$ зависит от нормального давления в стыке. Общий коэффициент жесткости крестовины как для соединенных последовательно упругих элементов:

$$C_{кр} = \frac{C_{сп} C_{ст}}{(C_{сп} + C_{ст})}.$$

В случае, когда вал имеет одно утолщение – обечайку, целесообразнее записывать уравнение (1) в виде:

$$J_{пр} = K_1 J_1 + K_2 J_2,$$

где J_1, J_2 – моменты инерции поперечного сечения соответственно концов и середины вала.

$$K_2 = \Phi\left(\frac{b_2}{L}\right) - \Phi\left(\frac{b_1}{L}\right); \quad K_1 = 1 - K_2. \quad (12)$$

Для учета влияния обечайки и крестовин, а также с учетом того, что вал и обечайка изготавливаются из разных материалов, необходимо ввести поправочные коэффициенты A, K_y и модули упругости:

$$EJ_{пр} = AK_1 E_b J_b + K_y K_2 E_{об} J_{об}. \quad (13)$$

Коэффициент A находится из условий, что при отсутствии влияния обечайки на вал эквивалентная жесткость системы равна жесткости вала, то есть при $K_y = 0$ $A = 1/K_1$. Если обечайка была бы ступенью вала, то эквивалентная жесткость ступенчатого вала определялась бы в соответст-

вии с $K_y = 1$ $A = 1$. Принимая в первом приближении зависимость между этими коэффициентами линейной, записываем:

$$A = \left(1 - \frac{1}{K_1}\right) K_y + \frac{1}{K_1}. \quad (14)$$

Формула (13) является окончательной для расчета эквивалентной жесткости узла барабанного типа.

Предложенная методика расчета узлов барабанного типа позволяет на этапе проектирования определить приведенную жесткость узла. При увеличении числа спиц крестовин приведенная жесткость увеличивается незначительно, а вероятность возникновения параметрических колебаний уменьшается.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Парамонов С.Д. и др.* Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. – М.: Машгиз, 1952.
2. *Иванов С.М.* Исследование и оптимизация основных конструктивных характеристик скоростных чесальных машин для хлопка: Дис... канд. техн. наук. – Иваново, 1984.
3. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. – Т.1. – М.: Машиностроение, 1968.
4. *Лужен О.В., Злочевский А.Б., Горбунов И.А., Волохов В.А.* Обследование и испытание сооружений. – М.: Стройиздат, 1987. С. 38.
5. *Левина З.М., Решетов Д.Н.* Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971.
6. *Полякова Е.В., Иванов С.М., Шмелева Т.В., Сизов А.А., Волынкин О.Н.* Разработка модуля предварительного разрыхления машины для регенерации отходов // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2010, №8.
7. *Иванов С.М., Шмелева Т.В., Зарубина (Полякова) Е.В.* Влияние обечайки на увеличение жесткости барабанов чесальных машин // Ученые записки Монгольского технического университета. – Улан-Батор, № 3/32, 1998. С. 22...27.
8. *Кофман Э.Д., Саган И.А.* О некоторых соотношениях производительности, скоростного режима и сил, участвующих в процессе чесания. Депонированная рукопись в ЦНИИТЭИЛегпром, 7 сент., 1978, № 163 – 78, 8 с.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 28.01.11.