

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Лауреат Государственной премии Республики Беларусь, докт. техн. наук, проф. ПРУШАК В. Я.

ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством»

Канд. техн. наук, доц. МИРАНОВИЧ О. Л.

Международный гуманитарно-экономический институт

Барабаны ленточных конвейеров относятся к классу полых тел вращения, рабочие поверхности которых расположены концентрично. Наиболее простым методом расчета и проектирования барабанов является метод, позволяющий оценить напряжения, возникающие в обечайке при заданной ее толщине. Толщина лобовин принимается равной толщине обечайки. При таком подходе обечайка рассматривается как круговая цилиндрическая оболочка. Усилия, воспринимаемые обечайкой, представляются в виде давления, равномерно распределенного по всей поверхности оболочки.

Предложен метод расчета напряженного состояния элементов барабана ленточного конвейера. В основу расчета обечайки барабана положена техническая теория Б. З. Власова; рассмотрен изгиб замкнутой цилиндрической оболочки для случаев действия следующих нагрузок: продольной, радиальной и касательной. Введено допущение о том, что нагрузки равномерно распределены по длине оболочки на небольшом участке ее ширины.

Расчеты выполнены при следующих допущениях:

- барабан жестко посажен на вал;
- расстояние между лобовинами равно ширине ленты;
- сцепление ленты с барабаном происходит по всей дуге обхвата, усилие передается в соответствии с формулой Эйлера.

При решении задачи деформации обечайки барабана, лобовин и вала рассмотрены совместно.

Радиальные и касательные нагрузки на обечайку приводного барабана представлены в виде:

$$z(\alpha, \beta) = - \left[\frac{S_{\text{сб}} e^{\mu \beta_0} \operatorname{sh}(n \beta)}{\pi \mu L R} + \sum_{n=0}^{\infty} z_n \cos(n \beta) + z' \sin(n \beta) \right];$$

$$y(\alpha, \beta) = -\mu z(\alpha, \beta),$$

где

$$z_n = \frac{2 S_{\text{сб}} e^{\mu \beta_0}}{\pi (n^2 + \mu^2) L R} (\mu \operatorname{sh}(\mu \beta_0) \cos(n \beta_0) + n \operatorname{ch}(\mu \beta_0) \sin(n \beta_0));$$

$$z'_n = \frac{2 S_{\text{сб}} e^{\mu \beta_0}}{\pi (n^2 + \mu^2) L R} (\mu \operatorname{ch}(\mu \beta_0) \sin(n \beta_0) + n \operatorname{sh}(\mu \beta_0) \cos(n \beta_0)),$$

где α, β – безразмерные координаты; для неприводных барабанов: $\mu = 0$; $S_{\text{сб}} = S_{\text{нб}} = S$; $y(\alpha, \beta) = 0$; R – радиус окружности срединной поверхности обечайки; x, y, z – положительные направления поверхностных сил.

Изгиб вала приводного барабана при угле обхвата ленты $2\beta_0 = \pi$ вызван силами:

$$P = \frac{1}{2} S_{\text{сб}} (e^{2\mu \beta_0} + 1) \sin \beta_0;$$

$$P' = \frac{1}{2} S_{\text{сб}} (e^{2\mu \beta_0} - 1) \cos \beta_0,$$

действующими соответственно в плоскостях $\beta = 0$ и $\beta = \pi/2$ в местах посадки лобовин. В указанных сечениях со стороны лобовин на вал передаются моменты, которые определяются из условия равновесия диска:

- в плоскости $\beta = 0$: $M = \frac{4\pi D_A}{R} A$;

- в плоскости $\beta = \pi/2$: $M = \frac{4\pi D_A}{R} A$.

Углы поворота среднего сечения подступичной части вала в плоскостях $\beta = 0$ и $\beta = \pi/2$ соответственно равны:

$$\Phi_0 = -\left(\frac{PI^2}{2EI} + \frac{ML}{2EI}\right);$$

$$\Phi'_0 = -\left(\frac{P'I^2}{2EI} + \frac{M'L}{2EI}\right),$$

где $I = \frac{\pi d^4}{64}$ – осевой момент инерции сечения вала на участке; $P = \frac{1}{2} S_{\text{сб}} \sqrt{e^{4\mu\beta_0} - 2e^{2\mu\beta_0} \cos(2\beta_0) + 1}$ –

радиальная нагрузка на один подшипник; для неприводных барабанов – $P = T \sin \beta_0$.

Установлено, что с достаточной для инженерных расчетов точностью можно принять приведенные напряжения в среднем сечении обечайки в виде

$$\sigma_{\text{нр}}^{\text{ср}} = \frac{S_{\text{сб}}}{R^2} K_1 K_2,$$

где K_1 и K_2 – коэффициенты.

Оценка прочности диска в месте крепления к ступице основана на предположении о жестком закреплении диска на наружном контуре. Момент, передаваемый на диск лобовины со стороны вала, можно определить по формуле

$$M = \frac{PI}{1 + \frac{2sI}{Lh_d^2}},$$

где $s = -\frac{3(1-\nu)}{\pi} \left(\ln \frac{r_0}{R} - \frac{R^2 - r_0^2}{R^2 + r_0^2} \right)$ – коэффициент.

Проверку прочности диска лобовины на внутреннем контуре можно проводить по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P}{\pi R_0 h_d} \left(\frac{3l}{h_d + \frac{2sI}{Lh_d^3}} \frac{R^2 - r_0^2}{R^2 + r_0^2} + \frac{3+\nu}{4} \right).$$

Основными недостатками данного метода следует признать следующие:

- равенство нагрузок на барабан по всей ширине ленты;

- расчетная модель вала не соответствует реальной конструкции, так как не учитываются нагрузки, возникающие от действия натяжения сбегающей ветви ленты $S_{\text{сб}}$;

- приведенные напряжения, возникающие в средней части обечайки и в месте соединения обечайки с диском лобовины, считаются одинаковыми;

- в каждом конкретном случае для любого элемента барабана напряжения вычисляются независимо друг от друга, т. е. при расчете обечайки не учитывается влияние на нее лобовин и вала; то же самое можно сказать и о расчете лобовины – один из контуров является жестко закрепленным.

Другой метод, более полно определяющий напряженно-деформированное состояние барабана ленточного конвейера, предложен кафедрой подъемно-транспортных машин Брянского института транспортного машиностроения.

Целью расчета является определение конструктивных параметров корпуса барабана, обеспечивающих заданные запасы статической и усталостной прочности.

В качестве статического критерия прочности принята величина наибольшего касательного напряжения (третья теория прочности). Этот критерий хорошо подтверждается опытами и является условием отсутствия массовых пластических деформаций. В качестве усталостного критерия прочности принята способность корпуса выдержать не менее 10^7 циклов нагружения.

Коэффициент запаса статической прочности n_3 вычисляется как отношение предела текучести материала $[\sigma_T]$ к наибольшей величине эквивалентного напряжения σ_3 , определенного по третьей теории прочности. Данный подход достаточно обоснован опытами и обеспечивает отсутствие массовых пластических деформаций

$$n_3 = \frac{[\sigma_T]}{\sigma_3}.$$

При расчете на прочность напряжения вычисляются в 20 точках обечайки, 20 точках лобовины и в наиболее нагруженных точках сту-

пицы. Коэффициенты запаса вычисляются для наиболее нагруженных точек. Заданные коэффициенты запаса статической прочности должны быть 1,5–2,0, а усталостной прочности – 1,8–2,5. Кроме того, заданный коэффициент запаса статической прочности умножается на коэффициент динамичности $k_d = 1,3$ и коэффициент $k_g = 1,1$, учитывающий смещение ленты на барабане.

Обечайка рассматривается как тонкая цилиндрическая оболочка, закрепленная в местах соединения с лобовинами и нагруженная распределенными усилиями P_1 и P_3 . Представление усилий P_1 и P_3 в виде ряда Фурье приводит к необходимости отдельного расчета обечайки при действии каждой гармоники нагрузки и суммирования вычисленных напряжений.

На основании суммарных напряжений рассчитывают величину наибольшего эквивалентного напряжения. Среднее и амплитудное значения эквивалентного напряжения вычисляются путем суммирования осесимметричных и неосесимметричных напряжений соответственно.

Устойчивость обечайки проверяется как устойчивость оболочки средней длины с учетом возможного применения подпорных колец, а также износа и коррозии поверхности. Так проверяется наибольшее давление на обечайку и сравнивается с допустимым для данного типа ленты.

Лобовина рассматривается как кольцевая пластина постоянной и переменной толщины, закрепленная на ступице. На основании принципа суперпозиций напряжения в лобовине от действия каждого нагружающего фактора вычисляются отдельно, а затем суммируются. Эквивалентное напряжение определяется так же, как и для обечайки.

В качестве нагружающих факторов рассматриваются:

- радиальный изгибающий момент M_0 ;
- крутящий момент $M_{кр}$;
- изгибающая сила T_x ;
- радиальное усилие Q_r .

Производятся расчеты при:

- действии осесимметричных и крутящих моментов;
- действии изгибающей силы;
- действии радиального усилия;
- перекосе вала.

Ступица при расчете рассматривается как толстостенный цилиндр. При этом определяют монтажные напряжения, возникающие при соединении ступицы и вала с натягом.

Расчет сварных соединений производится с учетом циклически изменяющегося характера возникающих напряжений.

Нагрузки, действующие на барабан, определяются следующим образом.

Взаимодействие конвейерной ленты с обечайкой барабана приводит к появлению усилий, действующих на обечайку, а через нее и на остальные элементы барабана. В качестве допущения при определении нагрузок принято равенство дуги скольжения и дуги обхвата лентой барабана. Это допущение незначительно влияет на распределение нагрузок, но приводит к тому, что расчетная величина коэффициента сцепления μ_s отличается от значения, принятого в тяговых расчетах.

В общем случае, когда угол обхвата конвейерной лентой барабана равен α_0 , закон изменения натяжения ленты S принимает вид

$$S = S_{сб} e^{\mu_s \alpha} \text{ при } 0 \leq \alpha \leq \alpha_0,$$

где $S_{сб}$ – натяжение сбегающей ветви.

Коэффициент μ_s определяется по заданным значениям $S_{сб}$ и $S_{нб}$ ($S_{нб}$ – натяжение набегающей ветви)

$$\mu_s = \frac{1}{\alpha_0 \ln(S_{нб}/S_{сб})}.$$

Если задан крутящий момент $M_{кр}$, передаваемый барабаном, то

$$\mu_s = \frac{1}{\alpha_0 \ln(1 + M_{кр}/S_{сб}R)},$$

где R – наружный радиус барабана.

Для дальнейшего использования в расчетах натяжения ленты раскладываются в ряд Фурье

$$S = \frac{1}{2} a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\alpha) + b_k \sin(k\alpha)).$$

Коэффициенты ряда a_k , b_k определяются по формулам:

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\alpha_0/2}^{\alpha_0/2} S(\tau) \sin(k\tau) d\tau;$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\alpha_0/2}^{\alpha_0/2} S(\tau) \cos(\tau) d\tau.$$

Взаимодействие ленты с обечайкой приводного барабана приводит к появлению распределенных по поверхности усилий (давлений): радиального P_1 и окружного P_3 (поперечное усилие P_2 , направленное вдоль образующей обечайки, равно нулю):

$$P_1 = \frac{S}{RB}; \quad P_3 = \mu_s P_1,$$

где B – ширина ленты.

Представленные силы натяжения ленты в виде ряда Фурье позволяют распределенные усилия P_1 и P_3 также представить в виде рядов

$$P_1 = P_{10} + \sum_{k=1}^{\infty} P_{1k} \cos(k\alpha) + P_{1k} \sin(k\alpha).$$

Индекс $i = 1$ соответствует радиальному усилию, $i = 3$ – окружному.

Здесь

$$P_{10} = S_{сб}/(\pi\mu_s RB) \operatorname{ch}(\mu_s \alpha_0/2); \quad P_{30} = \mu_s P_{10};$$

$$P_{1k} = (2S_{сб}k)/(\pi(k + \mu_s)RB) [\mu_s/k \cos(\alpha_0/2) \operatorname{sh}(\mu_s \alpha_0/2) + \sin(k\alpha_0/2) \operatorname{ch}(\mu_s \alpha_0/2)];$$

$$P_{3k} = \mu_s P_{1k}.$$

Для практических расчетов достаточно брать три члена ряда: $k = 0, 1, 2$.

Для неприводных барабанов, сопротивлением вращению которых можно пренебречь, $\mu_s = 0$. Следовательно, со стороны ленты на обечайку неприводного барабана действует только радиальное распределенное усилие, представляемое в виде ряда

$$P_1 = P_{10} + \sum_{k=1}^{\infty} (P_{1k} \cos(k\alpha) + P_{1k} \sin(k\alpha)),$$

где

$$P_{10} = (S_{сб}\alpha_0)/(\pi\mu_s RB);$$

$$P_{1k} = (2S_{сб})/(\pi k RB) \sin(\alpha_0/2);$$

$$P_{3k} = 0.$$

В данной методике принято раздельное рассмотрение корпуса барабана и вала. В связи с этим необходимо определить отдельно усилие, действующее на вал и детали корпуса.

Выделяются нагрузки, действующие на детали корпуса барабанов.

На обечайку приводного барабана действуют распределенные в зоне контакта с лентой радиальное и окружное усилия P_1 и P_3 . На обечайку неприводного барабана действует только радиальное усилие P_1 . Для удобства расчета барабанов усилия P_1 и P_3 представлены в виде ряда Фурье.

На диск лобовины со стороны обечайки действуют нагрузки:

- радиальное усилие Q_r ;
- изгибающая сила T_x ;
- изгибающий момент M_0 ;
- крутящий момент $M_{кр}$.

Нагрузки Q_r , T_x и M_0 вычисляются в процессе расчета обечайки. Крутящий момент задается и определяется через натяжение ленты

$$M_{кр} = R(S_{сб} - S_{нб}).$$

Его величина делится между двумя лобовинами. Нагрузка на лобовину должна быть увеличена в 1,1 раза при смещении ленты на барабане.

Со стороны вала на диск лобовины действует изгибающий момент M_b , пропорциональный углу прогиба вала под ступицей.

На ступицу лобовины действует распределенное давление со стороны вала и диска лобовины. Давление со стороны вала определяется из уравнений, описывающих взаимодействие вала со ступицей, давление диска лобовины на ступицу – из уравнений, описывающих напряженно-деформированное состояние лобовины.

Сварные соединения диска лобовины с обечайкой и ступицей нагружены крутящим моментом $M_{кр}$, а также изгибающим моментом M_r . Для сварного шва, проходящего по обечайке, помимо $M_{кр}$ в состав нагрузки входят:

- изгибающие моменты M_x , M_r ;
- нормальные усилия T_x , T_r ;
- поперечная и сдвигающая силы Q , S .

ВЫВОД

Изложенная выше методика проверочного расчета позволяет со значительной степенью точности проводить проверочный расчет барабанов среднего и большого диаметров обычной конструкции.

Однако рассмотрение барабана как набора отдельных элементов приводит к ряду допущений (например, замене упругих связей между элементами на абсолютно жесткие), которые сказываются на точности расчетов. К тому же данная методика позволяет рассчитывать барабаны только традиционной конструкции. Необходимо разработка методики расчета барабанов ленточных конвейеров, учитывающей взаимное влияние элементов барабана друг на друга. Для этой цели используются различные численные методы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калихман, Г. Л. Исследования напряженного состояния барабанов ленточного конвейера и разработка методов их расчета: автореф. ... дис. канд. техн. наук / Г. Л. Калихман. – Киев, 1970. – 22 с.
2. Калихман, Г. Л. О влиянии подкрепляющего кольца на напряженное состояние барабанов ленточного конвейера / Г. Л. Калихман, Э. О. Уманский // Проблемы прочности. – Киев: Наук. думка, 1969. – № 4. – С. 35–41.
3. Баландин, Н. Г. К расчету сочлененных оболочек с помощью четырехугольного конечного элемента с матрицей жесткости 36×36 / Н. Г. Баландин, А. П. Николаев // Расчеты на прочность. – М.: Машиностроение, 1980. – Вып. 21. – С. 225–236.
4. Диллон, Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Диллон, Ч. Сингх. – М.: Мир, 1984. – 318 с.
5. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1968. – 109 с.
6. Андреев, В. А. Транспортные машины и комплексы подземных разработок / В. А. Андреев, В. А. Дьяков, Е. Е. Шешко. – М.: Недра, 1975. – 464 с.

Поступила 25.01.2006

УДК 621.793

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФРЕТТИНГ-КОРРОЗИИ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ

Асп. СОКОРОВ И. О., докт. техн. наук, проф. СПИРИДОНОВ Н. В.

Белорусский национальный технический университет

На повреждения от фреттинг-коррозии влияют такие факторы, как нормальная нагрузка, амплитуда проскальзывания, атмосфера и т. д. Математическое описание этого явления представляет определенные трудности из-за многообразия физико-химических процессов, сопровождающих процесс. Кроме того, сегодня нет единого мнения по поводу механизма фреттинга и относительной важности конкурирующих процессов.

Из всех механических характеристик лучше всего износостойкость металлов коррелирует с

усталостной прочностью, при этом необходимо учитывать химическую активность материала и его способность рассеивать механическую энергию. Авторы [1] предложили для оценки сопротивляемости металлов действию резонансного нагружения пользоваться критерием вибропрочности

$$R = \frac{\sigma_{-1}}{k} \delta, \quad (1)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала; k – коэффициент, учитывающий снижение σ_{-1} в ре-