

2. Звуковое давление не превышает санитарных норм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: 1959. – 440 с.
2. Вибрация в технике: в 6 т // Под ред. Фролова В.К. – М.: Машиностроение, Т.6, 1981. – 456 с.
3. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение. – 216 с.
4. Тихомиров Ю.Ф. Промышленные вибрации и борьба с ними. – Киев: Техніка, 1975. – 180 с.
5. Самеха М., Санкар Т. Динамические приемочные испытания станков, основанные на нелинейной модели // Конструирование. -1980. -Т. 102, № 1. –С. 45-51.
6. Перегудов Ф.И., Тарасенко Ф.П. Введение в системный анализ. – М.: Высшая школа, 1989. – 367 с.
7. Дырда В.И., Чижик Е.Ф. Резиновые детали в машиностроении. – Дн-ск: Поліграфіст, 2000. – 586 с.
8. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчеты и конструирование резиновых изделий. – Л-д: Химия, 1987. – 408 с.

УДК 695:66.23

Кириленко В.С., Накидайло С.Н.,
Высочин Е.М., Дырда В.И.

О ВЫБОРЕ ТОЛЩИНЫ РЕЗИНОВОЙ ФУТЕРОВКИ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Розглядається варіанти вибору товщини гумової футерівки барабанів стрічкових конвеєрів.

ABOUT A CHOICE OF THICKNESS OF A RUBBER SHEETING OF BARRELS OF BELT CONVEYORS

The alternatives of a choice of thickness of a rubber lining of barrels of belt conveyors are esteemed.

1 Введение

Проблеме взаимодействия конвейерной ленты с барабаном посвящена многочисленная литература, незначительная часть которой цитируется ниже [1-7]. Несколько меньшее внимание в известных работах уделялось частным случаям, когда барабан футерован высокофрикционным материалом; проблеме же выбора оптимальной толщины футеровки барабана уделялось совершенно недостаточно внимания. Вместе с тем, как показал мировой опыт конвейеростроения, эта проблема является весьма актуальной для конвейерного транспорта и в силу ряда причин довольно трудной для аналитического решения. Причина заключается, прежде всего, в отсутствии адекватных физических и математических моделей, в многообразии действующих факторов различной физической природы, особенно в зоне контакта ленты и барабана при увлажнении и попадании транспортируемого материала. Все это вместе обусловило создание целого ряда эмпирических методов расчета, в которых коэффициенты (прежде всего, такие как коэффициент сцепления, величина площади фактического контакта ленты и барабана и т.д.) определялись экспериментально для частных случаев эксплуатации конвейеров. На базе таких методов создавались расчетные методики для проектирования конвейеров различного технологического назначения; при этом коэффициенты уточнялись для каждого конкретного случая. Такому подходу способствовала и длительная практика эксплуата-

ции конвейеров и накопленная при этом весьма важная и довольно обширная экспериментальная информация.

Все это привело к тому, что ряд ведущих мировых фирм, таких как Тип-Топ, Нилос и ряд других, стали предлагать уже готовые концепции решения проблемы футеровки барабанов и разработанные ими резиновые покрытия (в том числе и необходимые клеи) различного размера для всех существующих конструкций ленточных конвейеров; при этом для выбора толщины резиновой футеровки даются самые общие рекомендации, не всегда учитывающие всю полноту эксплуатационных требований. Положение усугубляется и тем, что зарубежные фирмы используют свои марки резин, параметры которых, как правило, в технической документации не приводятся. Все это, а также довольно высокая стоимость, затрудняет самостоятельную работу ответственных производителей ленточных конвейеров, а экономическое положение далеко не всегда позволяет использовать услуги зарубежных специалистов.

Целью настоящей работы является обобщение информации в рассматриваемой области и выдача рекомендаций по выбору толщины резиновой футеровки барабанов. При этом авторы опирались на существующие достижения мирового конвейеростроения и на личный опыт. Эти достижения кратко можно сформулировать в виде следующих обобщений:

- наиболее подходящим материалом для футеровки барабанов является резина специальных марок, присоединяемая к барабану с помощью клеев или в процессе вулканизации;
- резиновые футеровки барабанов позволяют улучшить динамические и технологические показатели ленточных конвейеров, повысить их долговечность и надежность;
- толщина резиновой футеровки зависит от многих механических, технологических и экономических факторов; тенденции выбора параметров футеровки свидетельствуют о том, что в мировой практике используют покрытия все большей толщины; для примера, фирма «Нилос» рекомендует выбирать толщину футеровки от 7 до 25 мм в зависимости от конструкции и назначения ленточного конвейера.

2 Вопросы взаимодействия конвейерной ленты с барабаном

Изложим имеющуюся экспериментальную информацию по этому вопросу в виде кратких эмпирических обобщений.

2.1. В основу механики взаимодействия ленты с барабаном положена теория Эйлера о скольжении гибкой нити, перекинутой через гладкий цилиндр. Для тягового усилия W Эйлер получил выражение вида

$$W = S(e^{\mu\alpha} - 1), \quad (1)$$

где S — натяжение нити;
 μ — коэффициент трения;
 α — угол обхвата.

Для современных конвейеров формула Эйлера справедлива при малых скоростях движения, чистых контактных поверхностях и малой ширине ленты.

Тем не менее, практически все существующие теории в том или ином виде используют это выражение.

2.2. В дальнейших работах коэффициент трения μ тягового усилия был заменен коэффициентом сцепления f . Физическая сущность этого коэффициента адекватна коэффициенту трения, но он дополнительно учитывает ряд особенностей в зоне контакта ленты и барабана. Многочисленные экспериментальные исследования свидетельствуют, что в зоне контакта усилия носят нелинейный и стохастический характер, а влияние загрязнения, несомненно, имеют вероятностную природу.

2.3. Коэффициент сцепления не является постоянной величиной, а зависит от целого ряда факторов, среди которых наиболее важными являются.

2.3.1. **Ширина ленты и скорость ее движения;** при увеличении скорости движения тяговая способность ленты возрастает;

2.3.2. **Диаметр барабанов;** с увеличением диаметра тяговая способность ленты возрастает;

2.3.3. **Присос ленты к барабану;** это явление имеет вероятную природу характерно для металлических барабанов; при использовании барабанов с резиновой футеровкой явление присоса, как правило, не наблюдается;

2.3.4. **Фрикционные свойства ленты и футеровки барабана;** на ранних стадиях конвейеростроения использовались футеровки с шероховатой поверхностью: корунд, бетон, керамика и т.д. Такие футеровки истирали ленту, и материалы износа переносились на металлический барабан, создавая некоторое подобие резинового слоя. В более поздних конструкциях ленточных конвейеров использовались резиновая футеровка, которая на сегодняшний день доминирует в инженерной практике.

2.3.5. **Загрязнение или влага в зоне контакта ленты с барабаном;** благодаря вероятностной природе это явление изучено недостаточно. В [2] предлагается следующая градация: очень влажно, влажно и сухо; при этом самые низкие значения коэффициента сцепления наблюдаются при очень влажном контакте. В [6] при условии, что влага в зоне контакта локализуется в виде линз для средневзвешенного коэффициента сцепления f_c получено следующее выражение:

$$f_c = \frac{N_p f_p + S_B \tau_B}{N_p + N_B}, \quad (2)$$

где N_p — суммарное давление на площадь контакта, не занятую жидкостью;

f_p — коэффициент трения ленты о барабан;

S_B — суммарная площадь линз жидкости;

τ_B — удельное сопротивление сдвигу жидкости;

N_B — суммарное давление, приходящееся на линзы жидкости.

Как видно, сопротивление трения на линзах жидкости зависит от толщины слоя жидкости, относительной скорости движения и площади линз.

Наличие влаги и твердых частиц в зоне контакта снижает коэффициент сцепления и это может привести к пробуксовке ленты. При этом, как правило, повышается относительная скорость скольжения ленты по барабану, что при-

водит к интенсивному выносу частиц и влаги из зоны контакта и, в конечном итоге, к повышению коэффициента сцепления и к нормализации работы конвейера.

Экспериментально установлено [6], что работоспособность конвейера в значительной степени зависит от степени и характера загрязнения барабана; при этом загрязнение внутренней поверхности ленты частицами транспортируемого материала (уголь, песок, руда и т.д.) может привести к существенному снижению коэффициента сцепления. Авторы установили эмпирическую зависимость для средневзвешенного коэффициента сцепления в виде

$$f_{cp} = \frac{N_{ck} f_{ck} + K \frac{N_k}{r}}{N_{ck} + N_k}, \quad (3)$$

где N_{ck} и N_k – нормальное давление, приходящееся соответственно на площади скольжения и на тела качения (частицы материала);
 f_{ck} – коэффициент трения скольжения ленты по рабочей поверхности барабана;
 r – радиус частиц качения;
 K – коэффициент качения частицы между трущимися парами.

Зависимость (3) была получена для материалов загрязнения с крупностью частиц $0,5 \div 1$ мм при условии их перекатывания в зоне контакта; при этом величина коэффициента сцепления была порядка $0,2 \div 0,3$.

2.3.6. Эксплуатационное давление ленты на барабан обычно находится в пределах $0,25 \div 0,40$ кг/см².

2.3.7. Величина площади фактического контакта барабана с лентой лежит в пределах $5 \div 20$ %.

2.3.8. При использовании в ленточных конвейерах барабанов с резиновой футеровкой, тяговая способность ленты наряду с силами трения определяется также и величиной деформации слоя футеровки. Авторы работы [7] экспериментально подтвердили этот важный факт и установили, что величина коэффициента сцепления прямо пропорциональна толщине резиновой футеровки и обратно пропорциональна жесткости резины.

2.3.9. Для гладких металлических барабанов тяговая способность ленты существенно зависит от степени загрязнения; наличие даже незначительного загрязнения транспортным материалом в зоне контакта уменьшает тяговую способность в 3-5 раз; при использовании рифленой резиновой футеровки этот эффект проявляется в незначительной степени [7].

Из приведенных кратких обобщений и цитируемой литературы можно сделать весьма важные выводы:

- резиновая футеровка барабана позволяет: повысить тяговую способность ленты; снизить динамические усилия в системе «лента – приводной барабан»; снизить вибронпряженности в деталях и узлах конвейера (футеровка гасит как низкочастотные, так и высокочастотные колебания); уменьшить износ лент; благодаря наличию специальных рифлей устранить или, по крайней мере, существенно снизить влияние эффекта загрязнения; уменьшить возможность автоколебательного

процесса, связанного либо с высокими скоростями ленты (около 20 м/сек), либо с явлением ее пробуксовки: одна из основных причин — загрязнение в зоне контакта;

- коэффициент сцепления является важной расчетной величиной; достоверные данные о его значениях можно получить только при экспериментальных исследованиях ленточных конвейеров в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным.

3 Феноменологические модели взаимодействия конвейерной ленты с барабаном

Помимо чисто эмпирического подхода, основанного на длительной практике эксплуатации ленточных конвейеров, существует, по крайней мере, еще два подхода для выбора оптимальной толщины резиновой футеровки барабана.

Первый, кинематический подход, связан с выбором эксплуатационных параметров ленточных конвейеров, прежде всего тягового усилия; в этом случае модель должна учитывать механизм взаимодействия ленты с резиновой футеровкой барабана.

Второй подход связан непосредственно с рассмотрением футеровочного слоя как термодинамической системы.

Рассмотрим эти подходы отдельно.

Кинематическая модель. Тяговое усилие, которое может передать барабан без учета потерь, можно представить в виде соотношения

$$W = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} (e^{f\alpha} - 1), \quad (4)$$

где S — усилие набегающей и сбегающей ветвей ленты;

Величину $T = e^{f\alpha}$ обычно называют тяговым фактором.

В [2] имеются таблицы для зависимости коэффициента сцепления от тягового фактора и экспериментальные значения f для барабанов в положении «сухо — влажно»; так, для металлических барабанов $f = 0,1 \div 0,35$; для барабанов с резиновой футеровкой $f = 0,15 \div 0,50$.

Как видно из (4) тяговое усилие тем больше, чем выше натяжение ленты и больше коэффициент сцепления. Натяжение увеличивать нежелательно, для увеличения угла обхвата α необходимы довольно сложные многобарабанные приводы и отклоняющие барабаны. Поэтому с практической точки зрения наиболее предпочтительным является увеличение коэффициента сцепления, для чего соответственно и используют резиновую футеровку.

В работе [7] рассмотрена модель взаимодействия ленты с барабаном, футерованным резиной. Схема расчета показана на рисунке 1. При рассмотрении условия равновесия гибкой нити на жестком барабане касательное к поверхности усилие будет равно нормальному усилию, умноженному на коэффициент сцепления. Если же на барабане имеется резиновая футеровка, то под действием нормального усилия слой резины сжимается и касательная к поверхности слоя, проведенная в точке действия нормального усилия, не совпадает с прямой, проведенной из этой точки перпендикулярно к ведущему радиусу, опущенному в эту точку из центра вращения. Т.е. помимо силы трения, рав-

ной примерно нормальному давлению, умноженному на коэффициент сцепления, по касательной будет действовать и некоторая составляющая нормального давления $N \cos \beta$ (см. рис. 1)

Авторы работы [7] получили следующую упрощенную формулу, имеющую, тем не менее, ясный физический смысл, связывающую основные параметры конвейера и толщину резиновой футеровки:

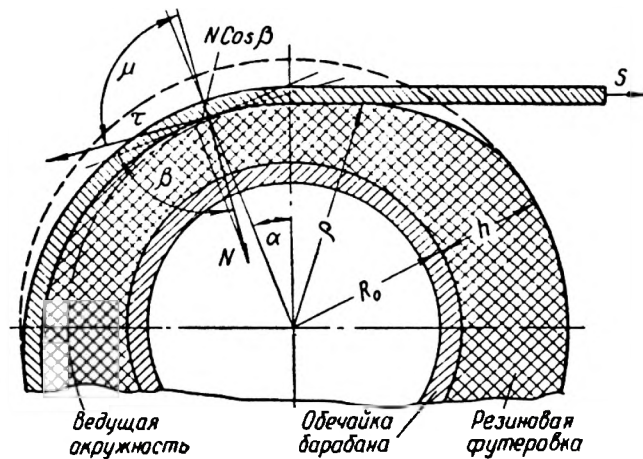


Рис. 1 — Схема расчета гибкой передачи при наличии толстой футеровки

$$f\alpha = \ln\left(1 + \frac{W}{S}\right) - \frac{hW}{\rho^2 BE}; \quad (5)$$

$$\rho = R_0 + h(1 - \Delta),$$

где E — модуль упругости резины;

B — ширина ленты;

h — толщина резиновой футеровки;

R_0 — радиус металлического барабана;

Δ — относительная деформация сжатия резиновой футеровки.

Из (5) можно получить формулу Эйлера, т.е. $W = S(e^{f\alpha} - 1)$.

Как видно из (5) при одном и том же α тяговое усилие будет тем больше, чем больше соотношение h/ρ^2 и чем меньше модуль упругости резины, поэтому авторы работы [7] делают следующие выводы: для эффективного увеличения тягового усилия необходима большая толщина резиновой футеровки.

Термодинамическая модель. Такая модель подробно рассмотрена в [8]. Согласно ей резиновую футеровку барабана будем рассматривать как открытую термодинамическую систему, состояние которой наиболее полно характеризуется ее внутренней энергией. Если на систему действует поле механических сил, то первый закон термодинамики можно записать в виде

$$\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \int_0^{t^*} \sigma_{ij} \varepsilon_{ij} dt - \int_0^{t^*} \dot{q} dt, \quad (6)$$

где U_p — часть внутренней энергии, которая используется на изменение структуры резины, т.е. на ее разрушение;

\dot{q} — часть внутренней энергии, выделяющейся в виде теплоты;

σ — напряжение;

ε — относительная деформация резины;

t^* — время до разрушения (отказа) футеровки.

Если обозначить $\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \Delta U_p^*$ и предположить, что ΔU_p^* в определенных рамках существования термодинамической системы является постоянной материала, то система разрушится в момент времени t^* при равенстве

$$\Delta U_p^* = \int_0^{t^*} (\sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} - \dot{q}) dt \quad (7)$$

Для долговечности резиновой футеровки, т.е. времени t^* или количества циклов n^* до отказа в [8] получено выражение

$$n^* = \frac{\Delta U_p^*}{0,5 E_0 \epsilon^2 \psi_0 \eta_p f(x, y)} \quad (8)$$

или с учетом старения, т.е. изменения вязкоупругих свойств резины в процессе эксплуатации

$$\Delta U_p^* = \frac{\eta_p f(x, y) \epsilon^2 E_0 (n^*)}{2} (\psi_0 n^* - k_\psi n^{*2}), \quad (9)$$

где ΔU_p^* — критическая энергия локального разрушения футеровки, для резин с наполнением техническим углеродом 60-65 масс.ч.

$$\Delta U_p^* = (17 \div 25) \cdot 10^{12} \text{ Дж} / \text{м}^3;$$

ψ_0 — коэффициент диссипации энергии; $\psi_0 = 0,7 \div 0,9$;

k_ψ — коэффициент старения резины: $k_\psi = (0,35 \div 0,45) \cdot 10^{-8} \text{ с}^{-1}$;

$f(x, y)$ — функция распределения напряжений по координатам резиновой футеровки;

E_0 — мгновенное значение модуля упругости, $E_0 = (110 \div 140) \text{ МПа}$;

η_p — коэффициент, характеризующий часть энергии, идущей непосредственно на разрушение резиновой футеровки, $\eta_p = 0,6 \div 0,8$.

Как видно из формул (8), (9) количество циклов до разрушения футеровки будет тем больше, чем больше критическая энергия разрушения и меньше жесткость и относительная деформация. Для резины величина ΔU_p^* является постоянной, поэтому при прочих параметрах (E_0 , ψ , η_p , ϵ , $f(x, y)$) долговечность будет существенно зависеть от объема футеровки. Если принять ширину и диаметр барабана неизменными, то объем футеровки определяется ее толщиной.

При малой толщине футеровки, следовательно, малом объеме, будет незначительно и количество энергии, поглощаемой резиновым слоем. В этом случае механические параметры резины, прежде всего модуль упругости и коэффициент поглощения энергии, будут быстро изменяться вследствие эффектов старения, и футеровка будет не в состоянии поглощать энергию. Признаком такого состояния является резкое повышение твердости (вплоть до охрупчивания), увеличение жесткости и снижение коэффициента диссипации.

Отсюда можно сделать вывод: качество футеровки прямо пропорционально ее толщине (безусловно, в рамках оптимальных параметров конструкции барабана) и обратно пропорционально жесткости резины.

4 Динамический коэффициент взаимодействия

В полуэмпирической формуле (1) Эйлер использовал коэффициент трения μ , справедливо полагая, что для описания взаимодействия нити и цилиндра с гладкой поверхностью этого вполне достаточно. Жуковский рассмотрел эту задачу более широко и ввел понятие коэффициента сцепления, величины несколько меньшей, чем коэффициент трения. Математически формула (1) построена таким образом, что только коэффициенты μ или f отражают все то многообразие механических процессов, которые происходят в зоне контакта. Поэтому для реальных ленточных конвейеров физическая сущность этих параметров далеко выходит за рамки коэффициента трения или коэффициента сцепления и более справедливо говорить о динамическом коэффициенте взаимодействия. Этот коэффициент должен учитывать реологические характеристики материала ленты и футеровки (с учетом частоты и амплитуды деформации, т.е. вибронгруженности барабана), площади контакта ленты и барабана, коэффициента терния резины о резину и т.д.

В общем случае выражение для динамического коэффициента взаимодействия f_q можно представить в виде

$$f_q = \mu_p [1 - \exp(-\beta z)]; \quad f_q < \mu_p, \quad (10)$$

где μ_p — коэффициент трения резины о резину;
 β — коэффициент, учитывающий вязкоупругие свойства ленты и футеровки;
 z — коэффициент, учитывающий геометрические особенности поверхности футеровки: площадь контакта с лентой (т.е. размеры рифлей);

$$\beta = \beta(E_l, E_f, \psi_l, \psi_f, \nu_l, \nu_f);$$

$$z = z(h_f, k_f),$$

где E_l, E_f — модуль упругости ленты и футеровки соответственно;
 ψ_l, ψ_f — коэффициенты диссипации энергии;
 ν_l, ν_f — коэффициенты Пуассона;
 k_f — коэффициент, учитывающий геометрические размеры рифлей;
 h_f — толщина резиновой футеровки.

Как видно из (10) динамический коэффициент взаимодействия с достаточной для практики точностью может быть определен экспериментально как интегральная характеристика особенностей взаимодействия в системе «лента — барабан — окружающая среда». Безусловно, величина f_q величина нелинейная и стохастическая даже для самых благоприятных условий работы конвейера. При упрощенном подходе к расчету он совпадает с коэффициентом сцепления.

5 Выбор толщины футеровки по соображениям снижения вибронпряженности

На дуге обхвата, т.е. впереди реальной площади контакта, возникает упругая волна; ее частота соответствует числу оборотов барабана. Величина волны будет определяться свойствами резины и усилием натяжения ленты. Такая бегущая волна благодаря высокой диссипации энергии резины будет спо-

способствовать гашению вредных колебаний в системе «лента — барабан — транспортируемый материал» и в целом способствовать снижению виброн нагруженности. При малых толщинах футеровки гашение колебаний будет минимальным; по мере роста толщины футеровки будут улучшаться и динамические характеристики системы и, следовательно, снижаться вибронпряженность.

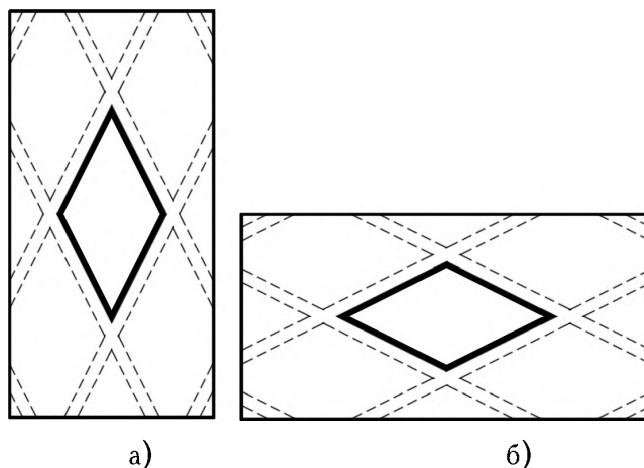


Рис. 2 — Размещение рифлей на поверхности резиновой футеровки

6 Выбор геометрических размеров рифлей

При загрязнении ленты тяговое усилие резко уменьшается и возможна пробуксовка: далее возможен крайне нежелательный автоколебательный процесс; поэтому резиновую футеровку выполняют с насечками, образующими прямоугольные или ромбические клетки; канавки служат для сбора грязи и отвода влаги. Глубина насечек и ширина канавок определяются величиной загрязнения в зоне контакта и толщиной резинового слоя. Экспериментальную информацию по этому вопросу можно обобщать в виде следующих кратких тезисов:

- так же как и рисунок протектора пневматических шин, рисунок и размеры рифлей футеровки подбираются не из математических расчетов (их просто не существует), а из соображений практики; тип загрязнения, безусловно, играет важную роль (количество твердых частиц, количество воды и т.д.);
- из расчетных соотношений (10) следует, что геометрическая форма рифлей ромб или квадрат не играет какой-либо роли; тяговое усилие определяется площадью контакта (угол обхвата) и коэффициентом сцепления или динамическим коэффициентом взаимодействия;
- геометрические размеры рифлей, их размещение на поверхности футеровки, ширина и глубина канавок оказывают влияние на очищение от загрязнений и, следовательно, определяют, в том числе и динамический коэффициент взаимодействия;
- при «сухом» контакте рифли могут быть вытянуты, относительно длины барабана и иметь форму ромба или квадрата (рис. 2,а); в этом случае твердые частицы будут выноситься из зоны контакта за счет упругого деформирования футеровки, особенно на концах ромбов;
- при «мокром» контакте рифли следует размещать большей стороной перпендикулярно продольной оси; вода и твердые частицы будут выноситься из зоны контакта преимущественно за счет центробежных сил (рис. 2,б).

7 Рекомендации для инженерной практики

7.1. Формулы (5) и (8) свидетельствуют о следующем: чем больше толщина футеровки, тем больше тяговое усилие, тем меньше вибронпряженность и лучше динамические характеристики системы «лента — барабан»; ограничения по толщине резиновой футеровки обусловлены следующими факторами:

- экономической целесообразностью;
- прочностью связи резина — металл;
- величиной напряжений сдвига-сжатия в резине.

В мировой практике некоторые фирмы, например, Нилос, предлагают двухслойную футеровку. В идеале футеровка должна быть трехслойной (рис. 3):

нижний слой h_1 из высоконаполненной резины обладающей большой адгезией к металлу; средний слой h_2 из средненаполненной амортизационной резины с высокими вибропоглощающими свойствами; верхний слой h_3 должен состоять из износостойкой резины; при этом $h_1 < h_2 < h_3$.

Для существующих ленточных конвейеров можно рекомендовать следующий параметрический ряд толщин резиновой футеровки: 8, 10, 16, 20, 26 мм.

7.2. Геометрические размеры рифлей и канавок диктуются размерами барабана и степенью загрязнения в зоне контакта.

Можно рекомендовать ромбические рифли с размерами

| | | | | |
|--------------|----|-------|-------|-----|
| $h\phi$, мм | 10 | 16 | 20 | 26 |
| a , мм | 40 | 80 | 100 | 120 |
| b , мм | 20 | 40 | 50 | 60 |
| c , мм | 4 | 6(7) | 7 (8) | 8 |
| d , мм | 4 | 5 (6) | 6 (7) | 8 |

*Примечание: в скобках указаны цифры возможных вариантов геометрических размеров рифлей; a , b — диагонали ромба, c — ширина канавки, d — глубина канавки

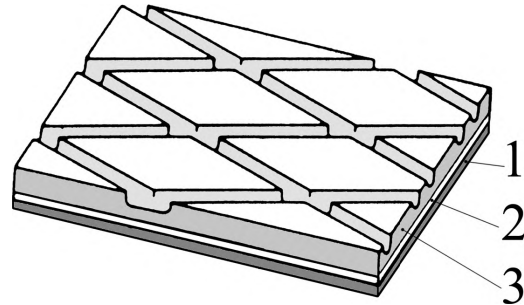


Рис. 3 — Трехслойная резиновая футеровка барабана с ромбическими рифлями

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуковский Н.Е. О скольжении ремня на шкивах. полное собрание сочинений, Т. VIII. —М.: ОНТИ НКТП, 1927.
2. Спиваковский А.О. Рудничный транспорт. -М.: Углетехиздат. — 1958.
3. Новиков Е.Е., Смирнов В.К. Теория ленточных конвейеров для крупнокусковых горных пород. Киев: Наукова думка, 1983. — 182 с.
4. Конвейеры. Справочник / Под ред. Ю.А. Пертена. -Л-д: Машиностроение, 1984. — 367 с.
5. Поляков Н.С., Смирнов В.К. Взаимодействие конвейерной ленты с барабаном // Вопросы рудничного транспорта. -1970. -№ 11. —С. 26-40.
6. Высочин Е.М., Смирнов В.К. О сцеплении конвейерной ленты с барабаном // Вопросы рудничного транспорта. -1970. -№ 11. — С. 40-53.
7. Смирнов В.К., Высочин Е.М., Леоненко В.Ф. О тяговой способности гибкой передачи // Вопросы рудничного транспорта. -1967. -№ 10. — С. 31-46.
8. Дырда В.И. Прочность и разрушение эластомерных конструкций в экстремальных условиях. — Киев: Наукова думка, 1988. —232 с.

ФУТЕРОВАНИЕ БАРАБАНОВ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Футерование барабанов предназначено для повышения коэффициента сцепления конвейерной ленты с металлической поверхностью барабана конвейера. Футерование барабанов осуществляем при помощи холодной (клеи РАУ и РС) или горячей вулканизацией (клеи 2572 и 4508), специально изготавливаемой для этой цели пластиной резиновой рельефной (согласно ТУ У 25.1-30172296-006-2001), на поверхности которой выполнены квадраты сечением 50×50 мм. Она выпускается рулонами различной ширины — в соответствии с размерами барабанов ленточных конвейеров. Глубина рельефа — 5 мм. Футерование позволит повысить коэффициент сцепления конвейерной ленты с приводным барабаном, обеспечить плавный пуск ленточного конвейера, обеспечить защиту поверхности обечайки барабана от коррозии, осуществлять высокоэффективную очистку конвейерной ленты от налипшего транспортируемого материала.

Футерование барабанов осуществляем либо непосредственно на конвейере без его демонтажа, либо после их демонтажа в ремонтном цехе.

Работы по футерованию осуществляем сервисной бригадой, состоящей из высококвалифицированных специалистов нашего предприятия. Время футерования зависит от размеров барабанов и объема подготовительных работ (защитка поверхности, снятие старого покрытия, нанесение клеевых композиций).

Наши реквизиты:

Офис: г. Днепропетровск, ул. Столетова, 2.

Почтовый адрес: 49000, г. Днепропетровск, п/я 196, ООО НПП

«Руна»

Тел./факс: (0562) 341401, 341402, 341403

E-mail: info@runa.dp.ua

<http://runa.dp.ua>