

сткого волокна в качестве армирующего обеспечивает образцу повышенные характеристики сопротивляемости действующим нагрузкам при большем значении прогиба самого образца. Прогиб образцов с жесткой фиброй составляет в пределах 9...13 мм, в то время как для образцов с извилистой фиброй данные цифры будут в пределах 5...9 мм. Ровный характер деформирования в стадии максимальных действующих нагрузок в течение определенного периода времени свидетельствует о высокой надежности образцов, испытывающих предельные упруго-пластические деформации, без формирования участков внезапного обрушения.

**Выводы.** Представленные результаты позволяют утверждать, что при использовании жесткой фибры достигаются более высокие показатели сопротивляемости образцов действующим внешним нагрузкам, чем при использовании извилистой фибры. За счет разницы в диаметрах волокон жесткая фибра обеспечивает более полное использование ее при совместной работе композита „фибра – бетонное тело“.

При использовании жесткого волокна в качестве армирующего работоспособность балок с такой фиброй превышает работоспособность образцов с извилистой фиброй от 2 до 6 раз.

Образцы с жесткой фиброй характеризуются меньшей дисперсией прочностных показателей и более ровным характером работы в стадии предельных нагрузок.

#### Список литературы

1. Будівельне матеріалознавство: Підручник. – К.: ТОВ УВПК „ЕксОб“, 2008. – 704 с.

Представлено результати лабораторних випробувань зразків фібробетону на жорстких і звивистих волокнах. Випробування виконано за стандартною схемою випробувань балочок на розтяг при вигині. З метою отримання додаткових даних за характером деформування зразків у процесі навантаження, в кожному зразку встановлено по два скла. Побудовано діаграми напружено-деформованого стану балок у координатах навантаження – деформація та навантаження – час навантажування. Представлено порівняльний графік залежностей прогину зразків при армуванні жорсткими і звивистими фібрами.

**Ключові слова:** *фібробетон, звивиста і жорстка фібри, тріщина, характер деформування, непружні деформації*

The article presents results of laboratory tests of fiber-reinforced concrete specimens with rigid and winding fibers inside. The tests have been performed by the standard scheme of beam test for tensile bending. In order to obtain additional data about the nature of deformation of samples during loading, two pieces of glass were set into each sample. Diagrams of the stress-deformed state of beams in the coordinates load – deformation and load – time of loading are presented. A comparative plot of specimens' deflection dependence on the kind of reinforcing fibers is shown.

**Keywords:** *fibrous concrete, winding and rigid fiber, crack, deformation, inelastic deformation*

*Рекомендовано до публікації д.т.н. О.М. Шашенком  
Дата надходження рукопису 17.09.10*

УДК 621.85.01

© Лубенец Н.А., 2010

Н.А. Лубенец

## ПРЯМОЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ О БАРАБАН

N.A. Lubenets

## DIRECT METHOD OF DETERMINATION OF COEFFICIENT OF FRICTION OF A CONVEYOR BELT AGAINST A BARREL

Обоснован прямой метод определения коэффициента трения конвейерной ленты о барабан, которому не присуща погрешность метода. Метод будет способствовать научному пониманию механизма передачи тягового усилия гибкому тяговому органу, совершенствованию теории трения гибких тел, теории и практики транспортирования грузов с гибким тяговым органом.

**Ключевые слова:** *прямой метод, коэффициент трения, конвейерная лента, барабан, закон трения гибких тел*

В реализации транспортными средствами с гибким тяговым органом тягового усилия трением важнейшее значение имеют фрикционные свойства материалов пары трения, которые характеризуются коэффициентом трения. От достоверной оценки коэффициента трения пары трения зависит правильность научных выводов в понимании механизма передачи

тягового усилия трением и прогнозная оценка тяговых характеристик транспортных средств. В практике определения физико-механических свойств материалов получили распространение прямые и косвенные методы.

Прямые методы определения коэффициента трения заключаются в проведении испытаний различных ма-

териалов на скольжение с заданными нормальной реакцией между ними и скоростью скольжения, измерении силы трения, возникающей между рассматриваемыми материалами, и вычислении отношения измеренной силы трения к величине этой реакции, что отвечает термину *коэффициент трения*, введенному Амонтоном в 1699 г. Однако прямые методы применяются только для плоских поверхностей, т.к. для цилиндрических поверхностей они еще не обоснованы.

Косвенные методы определения коэффициента трения между конвейерной лентой и барабаном, получившие распространение, отличаются от прямых тем, что измеряется не сила трения, а физические величины, зависящие от искомого коэффициента трения и последующим его вычислением по известным зависимостям. Если используемая зависимость неправильная, тогда, в отличие от прямого, косвенному методу будет присуща методическая систематическая ошибка. В практике используется закон трения гибких тел (формула Эйлера), выведенный Эйлером в 1775 г., который и поныне лежит в основе теории трения гибких тел и применяется в теории и практике транспортирования грузов с гибким тяговым органом [1]. Он описывает скольжение идеальной нити (невесомой, абсолютно гибкого и нерастяжимой) по неподвижному блоку.

Согласно закону трения гибких тел Эйлера идеальная нить под действием приложенных к ее концам сил скользит по неподвижному блоку в направлении большей силы, превышающей другую силу на величину суммарной силы трения, которая возникает между нитью и поверхностью блока, а логарифм отношения большей силы к меньшей есть величина постоянная, равная произведению коэффициента трения между нитью и блоком на угол обхвата нитью блока

$$\ln \frac{S_1}{S_2} = \omega \cdot \varphi,$$

где  $S_2$ ,  $S_1$  – натяжения в набегающей и сбегавшей с блока ветвях идеальной нити;  $\omega$  – коэффициент трения скольжения между идеальной нитью и поверхностью блока;  $\varphi$  – угол обхвата барабана идеальной нитью;  $e$  – основание натурального логарифма.

Однако закон трения гибких тел увязывает параметры трения невесомой, нерастяжимой и абсолютно гибкой (идеальной) нити. Он не учитывает форму, поперечные размеры и вес реального тягового органа, гравитационные и инерционные силы, которые возникают при его испытании.

Дискуссия ученых вокруг формулы Эйлера, которая разгорелась еще два века назад, не затихает и поныне. Многочисленные попытки, предпринимавшиеся учеными, по уточнению формулы Эйлера в части учета гравитационных, инерционных и центробежных сил, физико-механических свойств гибкого тягового органа и др. факторов не только не приводят к существенным поправкам к формуле Эйлера, а порой и противоречат выводам некоторых исследователей по одному и тому же вопросу [1–5].

Несмотря на отличие механизмов реализации тягового усилия в реальном тяговом органе в режиме сцепления и идеальной нити по Эйлеру при скольжении, принято считать, что в условиях скольжения они могут быть описаны формулой Эйлера.

Вместе с тем при выводе своей формулы Эйлер опирался на господствовавшие в то время, но устаревшие с позиций сегодняшнего дня, представления о трении, введенные Амонтоном в 1699 г. (закон о прямой пропорциональности между силой трения и нормальной реакцией между телами), что обуславливает ее возможную гипотетическую неправильность, которая подтверждается практикой [1–5].

А именно закон трения гибких тел Эйлера не описывает условия скольжения, когда одно из усилий, приложенное к концам идеальной нити, равно нулю, а в окрестности этого усилия дает весьма противоречивую прогнозную оценку угла обхвата блока тяговым органом, необходимого для удержания груза [6].

Кроме того, коэффициенты трения между конвейерной лентой и барабаном конвейера, полученные экспериментально прямым (на плоской поверхности) и косвенным (с использованием упомянутого закона трения гибких тел Эйлера) методами существенно (до 30%) отличаются между собой [1]. Такую большую разницу между показателями трения только различными условиями скольжения конвейерной ленты по плоской и цилиндрической поверхности, по нашему мнению, не объяснишь.

Следовательно, обоснование прямого метода определения коэффициента трения конвейерной ленты о барабан, которому по определению не присуща систематическая ошибка от использования зависимости (в ней нет необходимости) – актуальная научно-техническая задача, имеющая важное научное и практическое значение. Использование прямого метода обеспечит получение достоверной оценки коэффициента трения гибкого тягового органа о барабан, что будет способствовать правильному научному пониманию механизма реализации тягового усилия трением гибких тел, совершенствованию теории и практики транспортирования грузов с гибким тяговым органом.

Целью статьи является обоснование прямого метода определения коэффициента трения конвейерной ленты о барабан ленточного конвейера.

Для определения коэффициента трения прямым методом необходимо провести испытание материалов на скольжение при заданных параметрах нормальной реакции между ними и скорости относительного скольжения, измерить силу трения и нормальную реакцию между ними, вычислить искомый параметр.

Рассмотрим известную методику проведения испытаний конвейерной ленты. Сущность метода испытаний состоит в уравнивании моментов сил тяги конвейерной ленты и момента сил трения конвейерной ленты о барабан при срыве сцепления между ними. Решение задачи осуществим методами теоретической механики, которые гибкую связь рассматривают невесомой, абсолютно гибкой и нерас-

тяжимой, поскольку гравитационными, инерционными и центробежными силами при небольших скоростях движения конвейерной ленты можно пренебречь. А вот поперечные размеры конвейерной ленты попытаемся учесть. Расчетная схема метода испытаний приведена на рис. 1.

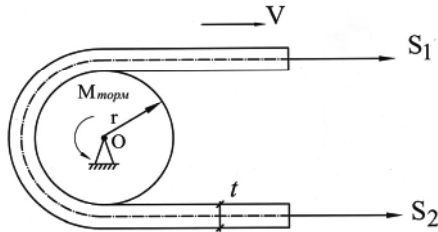


Рис. 1. Расчетная схема короткого конвейера:  $M_{\text{торм}}$  – момент торможения;  $S_2, S_1$  – усилия на участках набегания и сбегания конвейерной ленты;  $r$  – радиус барабана;  $t$  – толщина ленты

Посредством сил тяги  $S_1$  и  $S_2$  за счет сил трения сцепления барабан приводится во вращение. Затем создается тормозной момент на оси барабана и доводится до значения, при котором барабан останавливается (срыв сцепления между конвейерной лентой и барабаном). При этом лента начинает скользить по барабану с заданной скоростью, а моменты сил тяги и сил трения конвейерной ленты уравновешиваются между собой.

Составим систему уравнений равновесия моментов при срыве сцепления между конвейерной лентой и барабаном

$$\begin{cases} M_{\delta} = I \delta \ddot{\delta} \\ \dot{I}_{\delta} = \dot{I} \delta \dot{\delta} \end{cases}$$

где  $M_m$ ;  $M_{\text{торм}}$ ;  $M_{\text{тр}}$  – моменты тяги, торможения и трения соответственно;  $S_2, S_1$  – усилия в точках набегания и сбегания конвейерной ленты.

Поэтому для конвейерной ленты, в которой тканевая прокладка или тросс расположены симметрично по толщине, получим

$$\sum M_0 = S_1 \cdot (r + \frac{t}{2}) - S_2 \cdot (r + \frac{t}{2}) - F_{\delta\delta} \cdot r = 0;$$

$$(S_1 - S_2) \cdot (r + \frac{t}{2}) = F_{\delta\delta} \cdot r,$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения между лентой и барабаном;  $r$  – радиус барабана;  $t$  – толщина ленты.

Отсюда значение суммарной силы трения  $F_{\delta\delta}$

$$F_{\delta\delta} = (1 + \frac{t}{2r}) \cdot (S_1 - S_2).$$

Теперь определим нормальную реакцию между конвейерной лентой и барабаном (рис. 1). На участке контакта пары трения натяжение тягового органа будет непостоянным, оно изменяется от значения  $S_1$  в сечении точки сбегания до значения  $S_2$  в точке набегания. Поэтому и прижатие тягового органа к бара-

бану в различных сечениях будет неодинаковым. Оно будет определяться натяжением тягового органа в заданном сечении. Помимо нормальной реакции по дуге обхвата к гибкому тяговому органу приложена сила трения, которая направлена против скорости скольжения.

Для этого рассмотрим расчетную схему Эйлера и выделим элементарный участок гибкого тягового органа  $dl$ , к которому приложены усилия натяжения  $S(\alpha)$  и  $[S(\alpha)+dS]$ , нормальная реакция  $dN$  и сила трения скольжения  $dF$  [1, 3, 6].

В соответствии с решением Эйлера, уравнение равновесия для элементарного участка гибкого тягового органа  $dl$ , отвечающего элементарному углу обхвата  $d\alpha$ , которое соблюдается при скольжении тягового органа по барабану [1, 3, 6], будет выглядеть

$$S(\alpha) \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} + [S(\alpha) + dS] \cdot \sin \frac{d\alpha}{2} = dN.;$$

$$dN = S(\alpha) \cdot d\alpha,$$

где  $S(\alpha)$  и  $[S(\alpha)+dS]$  – усилия натяжения идеальной нити на концах элементарного участка;  $dN$  – нормальная реакция между элементарным участком идеальной нити и блоком;  $d\alpha$  – приращение угла на элементарном участке идеальной нити  $dl$ .

А нормальная реакция между идеальной нитью и барабаном [7] будет записана

$$N = \int_0^{\varphi} S(\alpha) \cdot d\alpha,$$

где  $N$  – нормальная реакция между идеальной нитью и блоком.

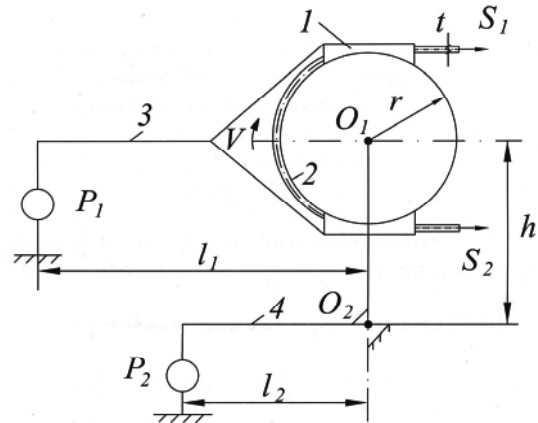


Рис. 2. Кинематическая схема стенда для испытаний: 1 – ленточный тормоз; 2 – барабан натяжной станции короткого конвейера; 3, 4 – рычаги;  $P_1, P_2$  – динамометры;  $S_2, S_1$  – натяжение конвейерной ленты в точках набегания и сбегания

Принимая во внимание то, что для идеальной и линейно-деформируемой нити  $S(\alpha)$  – линейная функция [7], ключевым вопросом является подтверждение возможности ее использования для конвейерной лен-

ты. Критерием оценки может служить отсутствие влияния режима сцепления (скольжение или сцепление) и ее фрикционных свойств на нормальную реакцию между телами, что подтверждается экспериментом на испытательном стенде.

Расчетная схема испытательного стенда для определения коэффициента трения реального тягового органа (конвейерная лента) о барабан согласно рассмотренной выше методике приведена на рис. 2. Она отличается от рассмотренной ранее для идеальной нити [7] учетом толщины тягового органа.

Стенд представляет собой короткий конвейер, барабан натяжной станции 2 которого установлен на шарнире  $O_1$  рычага с осью поворота  $O_2$ . Он оснащен ленточным тормозом 1 для торможения барабана натяжной станции 2 и динамометрами  $P_1$  и  $P_2$ , которые закреплены на рычагах 3 и 4 и предназначены для измерения соответствующих усилий.

Экспериментальными исследованиями на испытательном стенде установлено, что сумма натяжений конвейерной ленты в точке набегания и сбегания, заданная и контролируемая упругим элементом (динамометром), не зависит ни от коэффициента трения между парой трения (отчасти достигается смачиванием конвейерной ленты), ни от характера трения – скольжение или сцепление.

Это свидетельствует об отсутствии влияния режима сцепления и фрикционных свойств конвейерной ленты на нормальную реакцию между парой трения и удлинение участка конвейерной ленты, контактирующего с барабаном, что возможно только при линейной зависимости ее натяжения по линии контакта с барабаном [7]

$$S(\alpha) = \frac{S_1 - S_2}{\varphi} \cdot \alpha + S_2.$$

Тогда нормальная реакция между конвейерной лентой и барабаном будет такой

$$N = \int_0^{\alpha} S(\alpha) \cdot d\alpha = \int_0^{\alpha} \left( \frac{S_1 - S_2}{\varphi} \cdot \alpha + S_2 \right) \cdot d\alpha = \left( \frac{S_1 - S_2}{\varphi} \cdot \frac{\alpha^2}{2} + S_2 \cdot \alpha \right) \Big|_0^{\alpha} = \varphi \cdot \frac{S_1 + S_2}{2}.$$

Следовательно, искомый коэффициент трения составит

$$\omega = \frac{F_{\delta\delta}}{N} = \left(1 + \frac{t}{2r}\right) \cdot (S_1 - S_2) : \varphi \cdot \frac{S_1 + S_2}{2} = \left(1 + \frac{t}{2r}\right) \cdot \frac{2 \cdot (S_1 - S_2)}{\varphi \cdot (S_1 + S_2)}.$$

Определение усилий на участках набегания и сбегания конвейерной ленты  $S_2$  и  $S_1$  осуществляем в соответствии с рассматриваемой методикой [8], с учетом толщины конвейерной ленты.

Параметры  $S_1$  и  $S_2$  являются корнями системы линейных уравнений механической системы в состоянии равновесия – срыве сцепления между конвейерной лентой и барабаном (тканевая прокладка или тросс расположены посередине сечения ленты)

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n M_{O1} = S_1 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) - S_2 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) - P_1 \cdot l_1 = 0; \\ \sum_{i=1}^k M_{O2} = S_1 \cdot \left(h + \left(r + \frac{t}{2}\right)\right) + S_2 \cdot \left(h - \left(r + \frac{t}{2}\right)\right) - P_2 \cdot l_2 - \\ - P_1 \cdot l_1 = 0. \end{cases}$$

Откуда

$$S_1 = \frac{P_2 \cdot l_2 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) + P_1 \cdot l_1 \cdot h}{2 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) \cdot h};$$

$$S_2 = \frac{P_2 \cdot l_2 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) - P_1 \cdot l_1 \cdot h}{2 \cdot \left(r + \frac{t}{2}\right) \cdot h}.$$

Для идеальной нити расчетная формула искомого коэффициента трения (толщина ленты  $t$  равна 0) приводится к виду

$$\omega = \frac{F_{\delta\delta}}{N} = \frac{2 \cdot (S_1 - S_2)}{\varphi \cdot (S_1 + S_2)}.$$

Следовательно, итоговая формула для расчета искомого коэффициента трения идеальной нити о неподвижный барабан предлагаемым методом тождественна альтернативному формуле Эйлера закону трения гибких тел [5]. Оказывается, физический смысл альтернативного формуле Эйлера закона трения гибких тел сводится к толкованию общепринятого термина *коэффициент трения* – отношению силы трения к нормальной реакции, возникающих между идеальной нитью и неподвижным блоком при их скольжении.

Согласно экспериментальной проверке, коэффициент трения между конвейерной лентой и барабаном, определенный предлагаемым прямым методом, намного (порой до 25%) ниже показателя, полученного косвенным методом с использованием формулы Эйлера.

Таблица

Данные экспериментальной оценки коэффициента трения конвейерной ленты о барабан конвейера

Состояние ленты	Параметры, кг				Коэффициент трения	
	$P_1$	$P_2$	$S_1$	$S_2$	$\omega = \frac{1}{\varphi} \ln \frac{S_1}{S_2}$	$\omega = \frac{2 \cdot (S_1 - S_2)}{\varphi \cdot (S_1 + S_2)}$
Сухая	24	80	256	55	0,490	0,410
Влажн	9	80	193	118	0,157	0,153

В таблице приведены данные экспериментальной оценки коэффициента трения нарезной резино-тканевой конвейерной ленты общего назначения шириной 800 мм о барабан конвейера при заданной ско-

рости скольжения на испытательном стенде [8] (рис.4). Параметры испытательного стенда:  $l_1 = 0,92$  м;  $l_2 = 1,52$  м;  $r = 0,11$  м;  $h = 0,39$  м;  $\varphi = 3,14$  рад.

Таким образом, данные экспериментальной проверки, обоснованного нами прямого метода, приводят к сопоставлению коэффициентов трения, полученных прямым методом на плоской и цилиндрической поверхностях, что исчерпало существовавшее до этого противоречие между их количественными оценками [1, 2].

Использование обоснованного прямого метода определения коэффициента трения позволит получать достоверную оценку коэффициента трения между конвейерной лентой и барабаном, которой не присуща методическая ошибка, что будет способствовать правильному научному пониманию механизма передачи тягового усилия гибкому тяговому органу, совершенствованию теории трения гибких тел, теории и практики транспортирования грузов транспортными машинами с гибким тяговым органом.

#### Список литературы

1. Андреев А.В. Передача трением. – М.: Машгиз, 1963. – 112 с.
2. Рошин А.С. Исследование коэффициента сцепления ленты с приводным барабаном конвейера. В условиях горнорудных предприятий. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. – Днепропетровск, 1977, 23 с. (ДГИ)
3. Лубенец Н.А. Учет влияния поперечного размера гибкого тягового органа в реализации силы тяги трением // Науковий вісник НГУ. – 2008. – №10 С. 64–66
4. Лубенец Н.А. Развитие представлений о механизме передачи тягового усилия гибкому тяговому органу трением. // Тези доп. міжнар. наук.-практич. конф. „Сучасні проблеми та перспективи розвитку транспорту гірничих підприємств“. – Д., 22–24 листопада 2007 р. – С. 44–46

5. Лубенец Н.А. Альтернативный формуле Эйлера закон реализации тягового усилия трением // Науковий вісник НГУ. – 2008. – №11. – С. 67–70

6. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. Для вузов. – 12-е изд. – М.: Высш. шк., 1998. – 416 с., ил.

7. Лубенец Н.А. Зависимость натяжения идеальной нити вдоль линии контакта с неподвижным блоком при скольжении // Науковий вісник НГУ. – 2010. – №9–10 С. 30–35

8. Биличенко Н.Я. Экспериментальное определение коэффициента трения ленты о барабан. // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Углетехиздат, 1954. – С. 54–60.

Обґрунтовано прямий метод визначення коефіцієнта тертя конвеєрної стрічки по барабану, якому не притаманна похибка метода. Метод буде сприяти науковому розумінню механізму передачі тягового зусилля гнучкому тяговому органу, удосконаленню теорії тертя гнучких тіл, теорії і практиці транспортування вантажів із гнучким тяговим органом.

**Ключові слова:** *прямий метод, коефіцієнт тертя, конвеєрна стрічка, барабан, закон тертя гнучких тіл*

Direct method of determination of coefficient of friction of a conveyor belt against a barrel is substantiated. The method does not have methodic errors. The method will contribute to scientific understanding of mechanism of pulling pressure transmission to flexible hauling organ, flexible bodies friction theory improvement, theory and practice of freight hauling by means of flexible hauling organ.

**Keywords:** *direct method, coefficient of friction, conveyor belt, barrel, law of friction of flexible bodies*

*Рекомендовано до публікації д.т.н. В.П. Франчуком. Дата надходження рукопису 15.09.10*

УДК 622.831.3

© Мещанинов С.К., Кипко А.Э., 2010

С.К. Мещанинов, А.Э. Кипко

## ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПРИКОНТУРНОЙ ОБЛАСТИ МАССИВА В ЗОНАХ ОБВОДНЕННЫХ ТЕКТОНИЧЕСКИХ НАРУШЕНИЙ

S.K. Meshchaninov, A.E. Kipko

## RESEARCH OF MARGINAL ROCK MASSIF STABILITY IN REGIONS WITH WATERED TECTONIC VIOLATIONS

На основе теоретических исследований получено аналитическое выражение, устанавливающее взаимосвязь предела прочности породного массива на одноосное сжатие от времени, прошедшего после момента прорыва воды в выработку. Показано, что объем вывалообразования линейно возрастает с увеличением водопритока в обводненную горную выработку. Сделан вывод о том, что предел прочности на одноосное сжатие горных пород линейно уменьшается при увеличении их влажности.

**Ключевые слова:** *устойчивость, приконтурная область, обводненность, тектоническое нарушение, предел прочности*