© М. Груйич, Д. Кузманович, М. Игнатович, 2006

УДК 622

М. Груйич, Д. Кузманович, М. Игнатович

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ ГОРНЫХ ПОДВЕСНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ

Семинар № 15

Подвесные - канатные дороги горнодобывающих предприятий - это транспортные установки, предназначенные для перевозки руды на большие расстояния. Чтобы успешно проектировать каждый элемент канатной дороги, необходимо детально определить условия, в которых эта установка будет работать. Данная статья затрагивает вопросы определения размеров несущих стальных канатов.

В первой половине 20-го столетия подвесные канатные дороги были одним из наиболее распространенных видов перемещения руды на поверхности горных предприятий. Приблизительно 30 лет назад автомобильный транспорт и ленточные конвейеры получили ведущую роль в этой области, потеснив подвесные канатные дороги. Например, в горнодобывающей промышленности Сербии приблизительно 200 км канатных дорог были выведены из строя, однако, изменив некоторые характеристики и усовершенствовав наиболее слабые узлы подвесных канатных дорог, этот транспорт может снова стать перспективным. Высокие цены на энергетическом рынке и увеличение требований по защите окружающей среды способствуют возвращению интереса к применению подвесных канатных дорог.

Несущие канаты, являются одним из важнейших элементов канатных дорог. Определение размеров несущего каната всегда было одним из главных вопросов, в том числе и в проблеме техники безопасности. Кроме того, ошибки, сде-ланные в процессе определения размеров канатов, имеют негативные экономические последствия, которые не могут не учитываться.

Цель этой статьи - рассмотреть некоторые вопросы применения стальных канатов на дорогах для перевозки руды. Главное внимание уделяется определению размеров каната, с учётом специфических условий местности.

Модель для определения размеров несущего каната

Подвесные канатные дороги главным образом устанавливаются в гористых областях и в местах, где необходимо минимизировать до предела площадь, занимаемую транспортной установкой. Различия в конфигурации местности обуславливает большой разброс расстояний между опорами, на которые опираются несущие канаты. Расстояния между опорами могут изменяться от нескольких десятков до многих сотен метров. Это определяет различные ограничения размеров несущих канатов в каждой отдельной секции.

Число вагонеток, находящихся в пролете между опорами так же может изменяться в зависимости от расстояния, их может быть от 1 до 10 или даже больше. Это, конечно, определяет нагрузку, которая приводит к провесам каната между опорами, его перегибу на опоре, увеличению натяжения каната и т.д.

Критические точки несущего каната расположены на поддерживающих опорах и на шкивах натяжного устройства. Большинство авторов рассматривают в

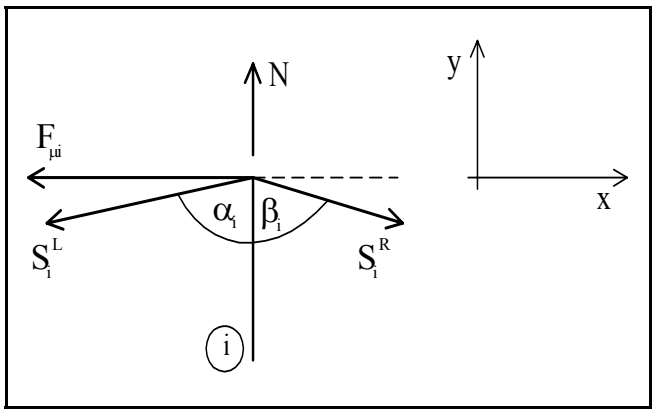


Рис. 1. Диаграмма сил, действующих в стальном канате на опоре

основном растягивающие усилия, приложенные к канату, не анализируя ход натяжного устройства от критической точки, и асимметричный пролет между опорами. По этой причине, могут быть допущены ошибки при определении растягивающих усилий в канате.

Каждая канатная дорога состоит из *n* опор между конечными станциями, на которых закрепляют канат. Если рассматривается *i*-я опора, то получаем диаграмму сил, действующих в канате в точке опоры (рис. 1).

В этом случае величина *i* изменяется от 0 до *n* + 1, где *i* = 0 относится к канатному шкиву в модуле натяжного устройства, а *i* = *i* + 1 - к точке закрепления каната.

Принимая, что вагонетки канатной дороги перемещаются с постоянной скоростью, применяем статические условие равновесия сил, действующих на опоре в противоположных направлениях.

$$\sum X_i = 0 \Rightarrow -F_{\mu i} - S_i^L \sin\alpha_i + S_i^R \sin\beta_i = 0\,, \tag{1}$$

$$\sum Y_i = 0 \Rightarrow S_i^L \cos\alpha_i + S_i^R \cos\beta_i = N\,, \tag{2}$$

где F_{ui} – сила трения между канатом и опорой; S_i^L *и* S_i^R – - силы возникающие в канате слева и справа от опоры; α_i, β_i – угол наклона (перегиба) каната слева и справа от опоры; *N* – нормальная составляющая реакции опоры.

Силой трения каната в опоре нельзя пренебрегать, учитывая ход натяжного устройства и изменение загрузки в пределах маршрута канатной дороги. Величина этой силы будет зависеть от коэффициента трения μ между канатом и опорой и нормальной составляющей реакции опоры *N*.

$$F_{\mu i} = \mu N\,. \tag{3}$$

Устанавливая связь между внешней нагрузкой и усилиями в канате, мы можем получить уравнения, для определения сил, необходимых для обоснования размеров каната. Если мы рассматриваем нагрузку между *i*-ой и *(i + 1)* – ой опорами (рис. 1), проектируя эти силы на ось X получаем уравнения:

$$\sum X_i = 0 \Rightarrow -S_i^R \sin\beta_i + S_{i+1}{}^L \sin\alpha_{i+1} = 0$$

$$\sum X_i = 0 \Rightarrow S_i^R \sin\beta_i + S_{i+1}{}^L \sin\alpha_{i+1} - Q_i = 0\,, \tag{5}$$

где $Q_i = \frac{l_i}{l} Q + l_i q$; l_i –расстояние между опорами; *l* – расстояние между вагонетками; *q* – погонный вес несущего каната; *Q* – вес вагонетки с приходящейся на ее долю весом тягового каната.

В этом случае, для упрощения вычисления, распределенная нагрузка заменена на сосредоточенную, рис. 2.

Если силой трения $F_{\mu i}$ и нормальной составляющей N_i пренебречь, то система уравнения (1-5) может быть приведена к системе с тремя уравнениями. Так как в этих уравнениях значения слева известны, необходимо вычислить неизвестные силы правой части. Из уравнений (1), (2) и (3) следует, что:

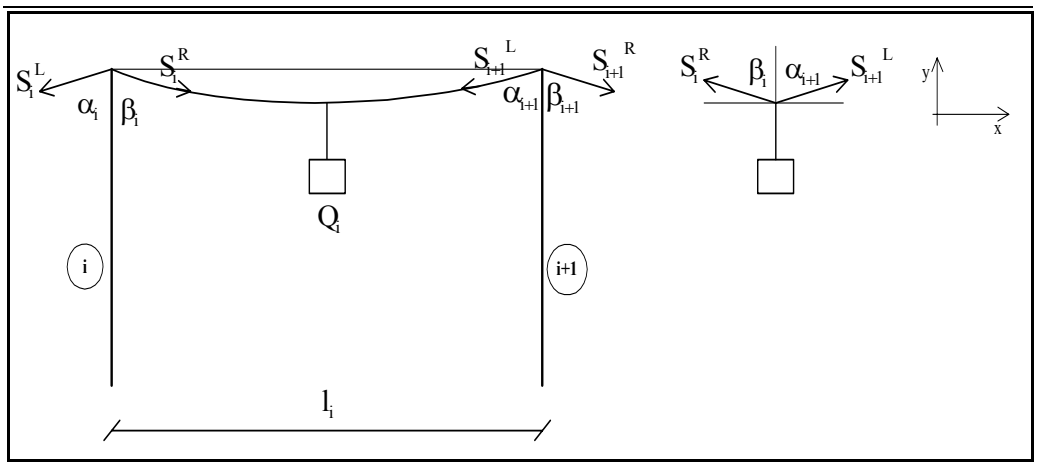


Рис. 2. Схема, иллюстрирующая нагрузки между опорами

$$\mu\left(S_i^L \cos\alpha_i + S_i^R \cos\beta_i\right) = \\ = S_i^R \sin\beta_i - S_i^L \sin\alpha_i \quad (6)$$

Оставшиеся два уравнения (4) и(5), принадлежат системе для вычисления неизвестных значений.

Решая эту систему уравнений, для каждого i от 0 до $n + 1$, можно получить значения всех сил, действующих в несущем канате. Из группы сил выбираем максимальное значение и, на основе этого значения, устанавливаем поперечное сечение несущего каната, которое в свою очередь, зависит от предела прочности использованного для каната материала σ_k коэффициента безопасности K:

$$f_0 = \frac{k \cdot S_{\max}}{\sigma} \quad (7)$$

Практически для решения этой проблемы необходимо вычислить предварительно основные параметры проволочек несущего каната, рассматривая всю длину трассы. По полученным значениям, возможно, установить величины углов α_i *и* β_i для каждой опоры.

Методика, предложенная для определения размеров несущего каната, может быть успешно применена для тестирования несущего каната или для его выбора.

При обосновании размеров нового каната по эмпирической формуле выбирают характеристику имеющегося каната. После этого новый канат должен быть проверен по всей длине трассы канатной дороги.

Эта модель используется как основание для программного обеспечения, которое применяется для ускорения процесса определения размеров канатов, особенно, в тех случаях, когда длины канатных дорог велики. Программное обеспечение также обеспе-чивает более высокую точность.

Заключение

При определении размеров несущего каната в подвесных канатных дорогах необходимо рассмотреть все силы, действующие в канате. Это может быть достигнуто, с помощью анализа всех сил поочередно в каждом пролете между опорами. Помимо определения максимальных усилий в канате, использование предложенной модели, позволяет получать значения растягивающих усилий в каждой точке канатной дороги.

Данный метод расчёта дает возможность установки несущих канатов с различными диаметрами по трассе канатной дороги.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Разкович Д.:* Статика Белградский Университет, Белград, 1978.
2. *Grujic, M., Kuzmanovic, D., Nedeljkovic, R.:* ODREDJIVANJE UGIBA LANCANICE NA PRIMERU KRAKA VAZDUSNE ZICARE TADENJE-PROGORELICA, Okto-barsko savetovanje, Donji Milanovac, 1998.

Коротко об авторах

Милош Груйич – профессор, доктор технических наук, Горно-геологический факультет, Белградский университет,

Дагослав Кузманович – доктор технических наук, факультет транспорта и транспортной техники, Белградский университет,

Мирослав Игнатович – Сербская Торгово-промышленная палата, Сербия и Черногория.

Д И С С Е Р Т А Ц И И

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
ТУЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ			
КОВАЛЕВ Роман Анатольевич	Прогноз газообмена и динамический метод расчета количества воздуха для углекислотообильных шахт	05.26.01	д.т.н.
ГРИГОРЬЕВА Елена Николаевна	Разработка метода расчета эрозии при фрезеровании горных пород гидроабразивным инструментом	05.05.06	к.т.н.
КНЯЗЕВА Светлана Владимировна	Разработка метода расчета многослойных обделок круговых тоннелей, сооружаемых вблизи склонов	25.00.20	к.т.н.
ТОКАРЕВ Григорий Александрович	Обоснование параметров безвзрывной технологии открытой разработки известняков на основе комплексной оценки месторождений	25.00.22	к.т.н.

© В.П. Дьяченко, И.А. Волин, 2006

УДК 622.257.1:622.273

В.П. Дьяченко, И.А. Волин

КОНСТРУКТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К УЗЛАМ ЗАГРУЗКИ КОНВЕЙЕРОВ С ПОДВЕСНОЙ ЛЕНТОЙ

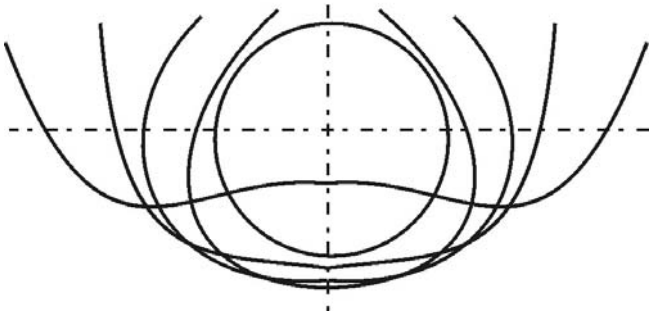
На горных предприятиях и в других отраслях промышленности в последнее время все более широкое применение находят ленточные конвейеры специальных типов, имеющие конструктивные особенности в соответствии с условиями эксплуатации. В нашей стране и за рубежом ведутся интенсивные исследования по созданию таких конвейеров.

Обычные ленточные конвейеры с несущими роликоопорами имеют целый ряд недостатков: ограниченную крупность транспортируемого груза, пыление груза из-за шевеления на роликоопорах, ограниченный угол наклона, жесткие требования к прямолинейности трассы, быстрый износ ленты, сложность очистки ленты при транспортировании налипающих грузов, возможность бокового схода ленты и необходимость весьма точно выставлять роликоопоры в избежание малейшего их перекоса в вертикальной и горизонтальной плоскости (для этой цели применяется лазерный прибор) и др.

С целью устранения этих недостатков ведутся исследования и испытываются опытные образцы конвейеров с подвесной лентой. Такие конвейеры являются, по сути, гибридом обычного ленточного конвейера и рельсового транспорта. К бортам подвесной ленты прикреплены ходовые каретки с роликами, катящимися по направляющим става. Роликоопоры в таком конвейере отсутствуют. Расстояние между направляющими выбирается таким, чтобы обеспечить необходимую желобчатость ленты. Направляющие образуют два замкнутых контура – левый и правый, и имеют вблизи барабанов отгибы в горизонтальной плоскости, чтобы обеспечить на барабанах плоскую форму ленты.

Конвейеры с подвесной лентой имеют ряд преимуществ перед обычными ленточными конвейерами: повышенную желобчатость ленты и степень обжатия груза (что позволяет повысить производительность и угол наклона конвейера), отсутствие шевеления груза и перегибов ленты на роликоопорах, возможность транспортирования крупнокусковых, пылящих и липких грузов, в связи с отсутствием роликоопор грузовой и порожняковой ветвей, отсутствие бокового схода ленты и возможность большего искривления трассы конвейера как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости.

Проблемными конструктивными особенностями конвейера с подвесной лентой являются прочность крепления бортов ленты к ходовым кареткам и произвольность формы её желоба. В частности, в месте загрузки на ленту действует, кроме собственно веса груза, гидродинамическое давление падающей струи груза, что может вызвать порыв бортов ленты в месте их крепления к кронштейнам кареток. Поэтому здесь необходима установка поддерживающих роликоопор. Однако форма роликоопор должна быть согласована с формой желоба загруженной ленты, иначе при сходе ленты с роликоопор в ней могут возникнуть значительные продольные и поперечные перенапряжения. При этом форма роликоопор и высота их установки должны обеспечивать лишь восприятие ими гидродинамической части давления груза – нет смысла разгружать от собственно веса груза крепления бортов ленты, которые на этот вес и рассчитаны.



Поперечные сечения желоба ленты на переходном участке

Особенности формообразования желоба ленты на участке загрузки конвейера ярко видны в результатах экспериментальных исследований польских ученых [1], проведенных на участке перехода незагруженной ленты от плоской формы на хвостовом барабане к трубчатой форме на линейной части конвейера. На рисунке приведены полученные в этих исследованиях последовательные формы поперечного сечения ленты, которые имеют на большей части участка волнистую форму. Величина волнистости зависит от высоты установки хвостового барабана над осью трубчатого сечения ленты – эксцентриситета е. Очевидно, такой же эффект должен наблюдаться и на загруженной ленте подвесного конвейера, хотя и в меньшей степени. Но это не означает, что дополнительные напряжения в загруженной ленте уменьшается, по сравнению с незагруженной.

Указанный эффект можно объяснить волнообразным изменением поперечного натяжения ленты по контуру её поперечного сечения при изгибе желобчатой ленты в продольной вертикальной плоскости как цилиндрической оболочки с открытым профилем поперечного сечения. Если изгиб происходит выпуклостью вверх, вблизи бортов возникают деформации растяжения вдоль продольной оси ленты, в средней части ленты (в нижней части её желоба) возникают уравновешивающие их деформации сжатия. В соответствии с уравнением совместной деформации [1]:

$$\frac{d^2\varepsilon_x}{dy^2}+\frac{d^2\varepsilon_y}{dx^2}-\frac{d^2\gamma}{dxdy}=0,$$

[1]

где ε_x , ε_y - относительные деформации соответственно, вдоль продольной оси и вдоль контура поперечного сечения ленты: γ - деформации сдвига в касательных плоскостях к каждой из точек поверхности ленты (в сечениях с максимальной кривизной могут быть приняты равными нулю).

Из уравнения совместности деформаций следует, что продольные деформации растяжения вызовут поперечные деформации сжатия, и наоборот. Причем последние накапливаются вдоль криволинейной оси ленты, т.к. получаются интегрированием продольных деформаций по продольной координате х. Ввиду криволинейности формы желоба ленты, распределение деформаций сжатия и растяжения вдоль контура поперечного сечения нелинейно и их максимальная величина находится между бортом и серединой ленты. При этом, если желобчатая лента изгибается в продольной вертикальной плоскости выпуклостью вверх, наибольшая величина деформации поперечного сжатия направленных в каждой точке контура желоба по касательной к нему имеет место ближе к борту ленты. Если проис-ходит продольный изгиб выпуклостью вниз, максимум деформаций поперечного сжатия расположен ближе к середине ленты (к нижней части желоба). Это дает возможность путем изменения взаимного расположения по высоте оси хвостового барабана и образующей средних роликов поддерживающих роликоопор управлять формой жёлоба ленты в различных его

сечениях. Это необходимо еще и потому, что деформации поперечного сжатия ленты могут привести к «зажёвыванию» ленты в зазорах между обечайками средних и боковых роликов, а также угла наклона последних. Наконец, остается возможность увеличения количества роликов в роликоопорах узла загрузки, а также изгиба на участке загрузки направляющих ходовых кареток, хотя использование этих способов нежелательно, ввиду их конструктивного усложнения конвейера. Необходимо также отметить, что проверка условий работы ленты в узле загрузки при принятых конструктивных решениях должна производиться как для загруженной, так и для порожней ленты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Bartelmus W., Gladysiewicz L., Jonkisz Y.* Badania doswiadczalne i modelowe przenosnika rurowega // Prace Naukowe Instytutu Gornictwa Politechniki Wroclawskiej, № 75, ser. 17. – Wroclaw, 1994, s. 119-127.

2. *Вольмир А.С.* Гибкие пластинки и оболочки. – М.: Гостехиздат, 1956 – 412с.

Коротко об авторах

Дьяченко В.П. – доцент,
Волин И.А. – аспирант,

кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.

© П.Я. Бибиков, Ю.А. Куранов, 2006

УДК 622.257.1:622.273

П.Я. Бибиков, Ю.А. Куранов

СОВРЕМЕННАЯ ПРАКТИКА ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Семинар № 15

Практика применения устройств для очистки конвейерных лент на горных предприятиях показывает, что для обеспечения высокой очистки ленты от загрязняющих частиц транспортируемого груза , необходимо соблюдать их правильный монтаж и техническое обслуживание.

Особое влияние необходимо уделять точности установки очистителей с вращающимся рабочим органом. К таким видам очистителей относятся, в первую очередь, лопастные и щеточные очистители конвейерных лент.

В соответствии с рекомендациями, имеющимися в литературных источниках очищающие элементы очистителей должны взаимодействовать с загрязняемой поверхностью ленты без прогиба, что исключает скольжение и втирание в ленту тонкодисперсных частиц прилипшего материала. Очиститель должен быть установлен таким образом, чтобы в рабочем положении, при вращении очищающих элементов (лопасти, нити) должны динамически взаимодействовать с лентой обеспечивая кратковременный удар по ней, срез и удаление загрязняющих ленту частиц.

Однако отсутствуют методы расчета, позволяющие в период монтажных работ точно установить данный вид очистителей с учетом необходимого зазора учитывающего удлинение лопасти при рабочем режиме.

Расчет удлинения лопасти очистного устройства

Напряжение от центробежных сил. Центробежные силы, связанные с вращением рабочего органа очистителей, вызывают растяжение лопаток (нитей). При определении растягивающих напряжений лопатку рассматриваем как консольный стержень переменного поперечного сечения (рис. 1). На малый элемент лопатки объемом $F(r_1)\ dr_1$ действует центробежная сила;

$$dC = \rho w^2 r_1 F\left(r_1\right) dr_1 \qquad (1)$$

где ρ - плотность материала лопатки; ω- угловая скорость вращения; $F(r_1)$- площадь поперечного сечения на расстоянии r_1 от оси вращения рабочего органа.

Полная сила, растягивающая лопатку в сечении на радиусе r;

$$C\left(r\right) = \rho w^2 \int_r^R r_1 F(r_1) dr_1 \qquad (2)$$

где R- наружный радиус лопаточного венца.

В незакрученных (или слабо закрученных) лопатках напряжения распределяются по поперечному сечению равномерно, поэтому;

$$\sigma(r) = \frac{C(r)}{F(r)} = \rho w^2 \frac{\int_r^R r_1 F(r_1) dr_1}{F(r)} \qquad (3)$$

Напряжение растяжения определяется только законом распределения площадей сечений по длине лопатки, но не зависит от абсолютной величины площади сечения.

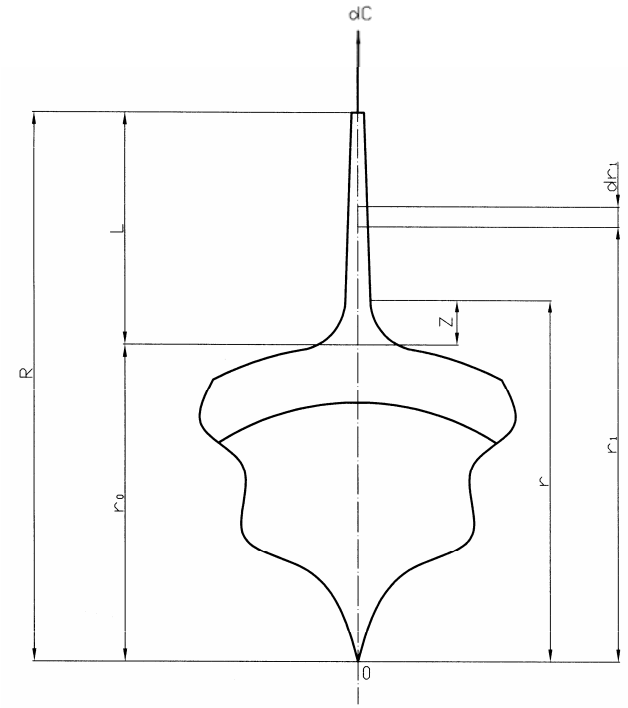


Рис. 1. Определение растягивающих напряжений в лопатке

Лопатка постоянного сечения. В этом случае F(r)=F и из формулы (2) получаем;

$C(r) = 0{,}5\,\rho w^2 F(R^2 - r^2)$,

а напряжение растяжения

$$\sigma(r) = 0{,}5\rho w^2 (R^2 - r^2) \qquad (4)$$

Наибольшее напряжение испытывает корневое сечение лопатки.

Обозначая это напряжение через σ_0, получаем;

$$\sigma_0 = 0{,}5\rho w^2 R^2 \left(1 - \frac{r_0^2}{R^2}\right) = \qquad (5)$$

$$= 0{,}5\rho u_R^2 (1 - \xi_0^2)$$

где $u_R = w$ R –окружная скорость на конце лопатки, $\zeta_0 = \frac{r_0}{R}$ - относительный радиус ступицы.

Из формулы (4) следует;

$$\sigma_0 = \frac{\rho w^2}{2\pi} S, \qquad (6)$$

где $S = \pi(R^2 - r_0^2)$ - площадь рабочей части лопасти.

Лопатки постоянного сечения проще в изготовлении, чем лопатки переменного сечения. Однако им свойственны более высокие напряжения растяжения из-за нерационального использования материала. Для сильно нагруженных ступиц лопатки постоянного сечения не применяются.

Лопатки с изменением площади поперечного сечения по степенному закону.

Площадь поперечного сечения такой лопатки на текущем радиусе r;

$$F(r) = F(R) + \left[F(r_0) - F(R)\right]\left(\frac{R - r}{l}\right)^n$$

,

или

$$\frac{F(r)}{F(r_0)} = \chi + (1 - \chi)\left(1 - \frac{r - r_0}{l}\right)^n, \qquad (7)$$

где $F(r_0)$ и F(R) –площадь корневого и концевого сечений лопатки, $\chi = \frac{F(R)}{F(r_0)}$.

График изменения площади F(r) по длине лопатки для различных значений n при χ =0,25 показан на рис. 2. При n = 1 получается лопатка с линейным изменением площади.

Вытяжка лопаток.

Упругое удлинение лопаток от центробежных сил;

$$\Delta l_y = \int_{r_0}^{R} \frac{\sigma(r)}{E} dr$$

или с учетом формулы (2)

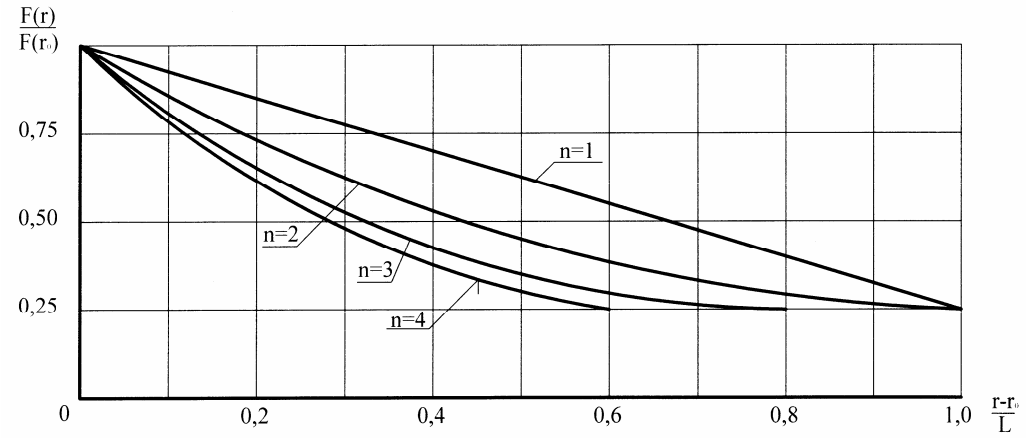


Рис. 2. Характер изменения площади сечения лопатки при различных значениях показателя степени n

$$\Delta l_y = pw^2 \int_{r_0}^{R} \frac{1}{EF(r)} \int_{r}^{R} r_1 F(r_1) dr_1 \qquad (8)$$

Для лопатки постоянного сечения при модуле упругости E=const:

$$\Delta l_y = \frac{\rho u^2 Rl}{3E}\left(1-\xi_0\right)\left(1+0.5\xi_0\right) \qquad (9)$$

Проведенные эксперименты по определению величины удлинения лопастей в зависимости от прилагаемых усилий, соответствующих возникающих при работе центробежных сил, показали совпадение полученных результатов с теоретическими расчетами. Так, например, при частоте вращения рабо-чего органа лопастного очистителя 900 мин$^{-1}$, величина удлинения лопасти составит 7.4 мм, при частоте вращения 750 мин$^{-1}$- 5.5 мм, а при частоте 500 мин$^{-1}$- 3.2 мм. Эксперименты проводились на очищающих лопастных элементах, изготовленных из резины марки 6253.

Расчетные формулы по определению удлинения лопаток при различной частоте вращения рабочего органа позволяют провести правильный монтаж очистителя с учетом необходимого зазора между очищающим элементом и лентой и обеспечить качественную очистку ленты, увеличить срок службы очистителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Тарасов Ю.Д. Очистка конвейерных лент и подконвейерного пространства. – М.: Недра, 1993.- 192 с.:ил.

Коротко об авторах

Бибиков П.Я. – кандидат технических наук, доцент,
Куранов Ю.А. – студент-магистрант,

кафедра «Горная механика и транспорт», Московский государственный горный университет.