

7. **Иродов, И. Е.** Основные законы электромагнетизма: учеб. пособие для студентов вузов / И. Е. Иродов. – М.: Высш. шк., 1991. – 288 с.

8. **Теория** сварочных процессов / В. Н. Волченко [и др.]; под ред. В. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1988. – 559 с.

9. **Пустовойт, С. В.** Совершенствование дуговой сварки электромагнитными методами / С. В. Пустовойт, Г. И. Лесков // Автоматическая сварка. – 2000. – № 1. – С. 39–42.

10. **Корольков, П. М.** Причины возникновения магнитного дутья при сварке и способы его устранения / П. М. Корольков // Сварочное производство. – 2004. – № 3. – С. 38–40.

11. **Рыжов, Р. Н.** Применение шестиполюсной электромагнитной системы для управления параметрами формирования швов при сварке неплавящимся электродом / Р. Н. Рыжов, В. Д. Кузнецов, А. В. Малышев // Автоматическая сварка. – 2004. – № 2. – С. 45–49.

12. **Мрочек, Ж. А.** Управление устойчивостью и стабильностью технологической системы в процессе электромагнитной наплавки / Ж. А. Мрочек, Л. М. Кожуро, А. В. Миранович // Теория и практика машиностроения. – 2003. – Вып. 2. – С. 27–30.

13. **Кожуро, Л. М.** Формирование триботехнических свойств деталей машин наплавкой в электромагнитном поле / Л. М. Кожуро, А. В. Миранович, Д. М. Щербо // Ремонт, восстановление, модернизация. – 2004. – Вып. 3. – С. 21–24.

14. **Устройство** для нанесения металлических покрытий: пат. № 1378. МКИ С23С26/00 / П. А. Витязь, А. Ф. Ильющенко, Л. М. Кожуро, А. В. Миранович. – № и 20030410; заявл. 22.09.03; опубл. 30.06.04 // Бюл. – № 30. – 2 с.

Поступила 15.11.2005

УДК 621.867.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ МНОГОРЯДНЫХ И ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

*Лауреат Государственной премии Республики Беларусь,  
докт. техн. наук, проф. ПРУШАК В. Я., канд. техн. наук МИРАНОВИЧ О. Л.*

*ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством»,  
Институт предпринимательской деятельности*

Калийные рудники Старобинского месторождения входят в число крупнейших в мире. Производительность их по горной массе составляет 23,8 млн т/год. Мощное производство калийных рудников определяет необходимость создания большого количества выработок, оснащенных современным высокоэффективным оборудованием для обслуживания горных работ. Создание и внедрение высокопроизводительных машин возможно только на основе глубоких научных исследований, методик расчета и выбора основных параметров и элементов конструкции, путей совершенствования горнодобывающих и транспортирующих устройств. С этой целью в ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным

производством» проводится планомерное исследование вопросов, связанных с состоянием соединений конвейерных лент транспортных машин.

Рассмотрим влияние напряженно-деформированного состояния многорядных и шарнирных соединений конвейерных лент на работоспособность ленточного конвейера. Выход из строя стыкового соединения конвейерной ленты в результате кратковременного действия растягивающих сил может произойти вследствие пластических деформаций скоб, при которых загнутые концы ножек скоб разгибаются, и вследствие прорывания скобами прокладок ленты возможно срезание скоб. Поэтому прочность стыкового соединения определяется

прочностью и жесткостью скоб, а также прочностью прокладок ленты.

Определим условия, обеспечивающие работоспособность скоб. В стыковом соединении каждая скоба подвержена изгибу, при котором возникают изгибные напряжения. Для соединения с одинаковыми рядами скоб наибольшие напряжения  $\sigma$  испытывают скобы крайних рядов. Величина этих напряжений не должна превышать предел текучести материала проволоки  $[\sigma_T]$

$$\sigma = \frac{8X_1H_1}{\pi d_1^3 M_1} \leq \frac{[\sigma_T]}{\Pi_{ck}}, \quad (1)$$

где  $X_1$  – усилие, воспринимаемое рядом скоб, Н;  $H_1$  – толщина слоя ленты, мм;  $d_1$  – диаметр проволоки, мм;  $M_1$  – число скоб в ряду;  $\Pi_{ck}$  – коэффициент запаса прочности скоб.

Как следует из (1), уменьшить изгибные напряжения можно, увеличив диаметр проволоки  $d_1$  или число скоб в ряду. Однако при этом уменьшится податливость скоб и возрастет усилие  $X_1$ . Для оценки влияния диаметра проволоки на величину изгибных напряжений аппроксимируем зависимость  $X_1(C)$  функцией

$$\frac{X_1}{P} = A_1 e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} + B_1, \quad (2)$$

где  $P$  – растягивающая сила, Н;  $A_1, B_1, \gamma$  – безразмерные коэффициенты;  $C, \delta$  – податливость рядов скоб и участков ленты, м/Н.

Так, для 12-рядного соединения коэффициенты  $A_1, B_1, \gamma$  имеют значения 0,417; 0,083 и 0,159 соответственно. Подставив (2) в (1), исследуем зависимость  $\sigma(d)$  через ее производную

$$\frac{d\sigma}{d(d_1)} = \frac{8H_1P}{\pi M_1 d_1^4} \left[ A_1 \left( \frac{4\gamma C}{\delta} - 3 \right) e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} - 3B_1 \right]. \quad (3)$$

Аналогично оценим влияние числа скоб в ряду  $M_1$  на величину изгибных напряжений

$$\frac{d\sigma}{d(M_1)} = \frac{8H_1P}{\pi M_1^2 d_1^3} \left[ A_1 \left( \frac{\gamma C}{\delta} - 1 \right) e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} - B_1 \right]. \quad (4)$$

Производные (3) и (4) отрицательны, если:

$$\left( \frac{4\gamma C}{3\delta} - 1 \right) e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} < \frac{B_1}{A_1}; \quad (5)$$

$$\left( \frac{\gamma C}{\delta} - 1 \right) e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} < \frac{B_1}{A_1}. \quad (6)$$

При невыполнении условий увеличение диаметра проволоки и числа скоб в рядах не приводит к уменьшению изгибных напряжений в скобах. В рассматриваемом примере коэффициент  $\gamma$  не превышает значения 0,75, поэтому производная  $\frac{d\sigma}{d(d_1)}$  всегда отрицательна. Это

означает, что с увеличением диаметра проволоки скоб изгибные напряжения в них уменьшаются. Таким образом, можно подобрать диаметр проволоки скоб, при котором нормальные изгибные и касательные напряжения не превышают допустимых значений. Величины касательных напряжений для скоб первого ряда определяются формулой

$$\tau = \frac{2X_1}{\pi M_1 d_1^2} \leq \frac{[\tau]}{K_{зс}}, \quad (7)$$

где  $[\tau]$  – допустимые касательные напряжения;  $K_{зс}$  – коэффициент запаса прочности скоб.

Сравнив (1) и (7), видим, что если для заданного сочетания параметров увеличение  $M_1$  приводит к уменьшению  $\sigma$ , то и величины  $\tau$  также будут уменьшаться.

Увеличение диаметра приведет к уменьшению касательных напряжений, если

$$\left( \frac{2\gamma C}{\delta} - 1 \right) e^{\frac{-\gamma C}{\delta}} < \frac{B_1}{A_1}. \quad (8)$$

Способность ленты выдерживать нагрузку, передаваемую ей скобами, характеризуется силой  $[Sc]$ , при длительном действии которой скоба прорывает одну прокладку ленты. Если лента имеет  $I_{mi}$  прокладок, то величина наибольшего усилия в  $k$ -м ряду не должна превышать значения

$$X_1 < \frac{[Sc] I_{mi} M_1}{\Pi_k}, \quad (9)$$

где  $\Pi_k$  – коэффициент запаса прочности каркаса ленты.

Условия прочности (1), (7) и (9) имеют различные зависимости от числа скоб и их диа-

метра. Поэтому изменение  $d_1$  и  $M_1$  может привести к изменению характера разрушения соединения. Например, в соединении, где имело место пластическое разгибание скоб, увеличение  $d_1$  при невыполнении условия (9) приведет к прорыванию прокладок.

Для соединений с разными рядами скоб условия (1), (7) и (9) должны быть проверены для каждого ряда. Если известны сила  $P$ , растягивающая стыковое соединение, характеристика  $[Sc]$  прокладки и число прокладок  $I_{mi}$  ленты, допустимые нормальные  $[\sigma_T]$  и касательные  $[\tau]$  напряжения, то параметры соединения (число рядов  $N_p$ , число скоб в ряду  $M_k$ , диаметр проволоки скоб  $d_k$ ) определяют итерационным методом расчета. Для соединения с одинаковыми рядами скоб задают начальные значения диаметра проволоки скоб и число скоб в ряду. Затем вычисляют соответствующие значения податливости ряда скоб и определяют ориентировочное число рядов так, чтобы выполнялось условие (1). После этого осуществляют итерационную последовательность расчетов, проверяя условия (1), (7), (9) и уточняя параметры  $d_k, N_p, M_k$ .

Быстроразборное механическое соединение (рис. 1) состоит из U-образных стальных пластинчатых элементов 1, закрепленных на соединяемых концах 2 лент скобами 3, а между собой U-образные элементы соединены обрезиненным тросом 4 с образованием шарнира.

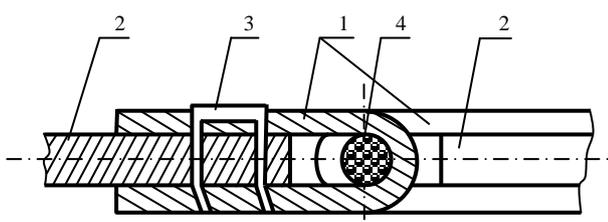


Рис. 1. Быстроразборное шарнирное соединение

Рассчитаем усилия  $X_1$  и  $X_2$ , действующие на ножки скобы. С учетом симметрии соединения представим расчетную схему в виде двух стержней, соединенных двумя упругими элементами (рис. 2). Уравнения для определения усилий  $X_1$  и  $X_2$  представим в следующем виде:

$$X_1 + X_2 = P; \tag{10}$$

$$X_2 C_2 - X_1 C_1 + X_2(\delta_{11} + \delta_{21}) = P\delta_{21},$$

откуда получим:

$$X_1 = \frac{P(C_2 + \delta_{11})}{C_1 + C_2 + \delta_{11} + \delta_{21}}; \tag{11}$$

$$X_2 = \frac{P(C_1 + \delta_{21})}{C_1 + C_2 + \delta_{11} + \delta_{21}}.$$

Из формул (11) следует, что усилия  $X_1$  и  $X_2$  могут быть равны при одинаковых податливостях ножек скобы ( $C_1 = C_2$ ), а также ленты и U-образного элемента ( $\delta_{21} = \delta_{11}$ ).

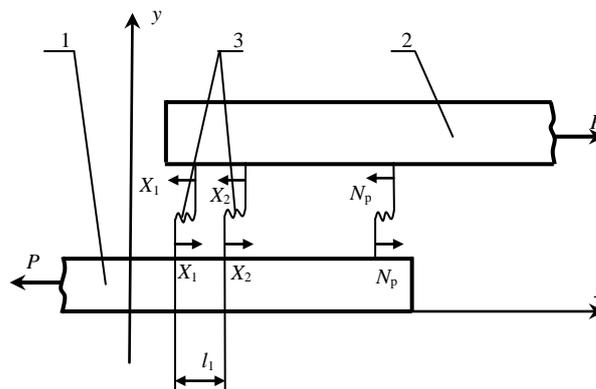


Рис. 2. Расчетная схема многорядного механического соединения: 1, 2 – концы стыкуемой ленты; 3 – упругий элемент

Вычислим толщину пластины U-образного элемента, обеспечивающего одинаковую нагрузку на ножки скобы. Принимая, что U-образные элементы закреплены по всей ширине ленты, получим

$$E_0 = 2E_n t_n B,$$

где  $E_n, t_n$  – модули упругости и толщина пластины.

Тогда

$$t_n = \frac{E_0}{2E_n B}. \tag{12}$$

Для выпускаемых промышленностью конвейерных лент невозможно обеспечить равенство податливостей ленты и стальной пластины, так как пластина должна быть очень тонкой. Согласно (12) для ленты 2ШТК-100 с 8 прокладками толщина пластины должна быть 5,6 мкм. Иными словами, отношение модулей упругости ленты и стальной пластины много больше отношения пределов прочности, что не позволяет таким образом уравнивать нагрузку между ножками.

В табл. 1 приведены результаты расчета отношения суммарного усилия в удаленных от края ленты ножках  $X_1$  к силе растяжения  $P$ , а также отношения усилий в дальней и ближней к краю ленты ножках  $X_1/X_2$  при  $t_n = 2,0$  мм;  $d_1 = 2,0$  мм;  $E_n = 2,0 \cdot 10^{11}$  Па; 80 скоб на 1 м ширины ленты.

Таблица 1  
Результаты расчета шарнирных соединений

Тип ленты	$N_{np}$	$C_1$ , мкМ/Н	$\frac{X_1}{P}$	$\frac{X_1}{X_2}$
2ШБКНЛ-65	4	394	0,87	6,7
2ШТК-100	4	259	0,87	6,7
2ШТК-100	6	494	0,75	3,0
ПВХ-120	4	133	0,91	10,1
2ШТК-200	4	983	0,62	1,6

Из табл. 1 следует, что дальние от края ленты ножки воспринимают нагрузку многократно большую, чем ближние к краю. Для ленты ПВХ-120×4, имеющей по сравнению с другими наименьшее отношение  $\frac{C}{\delta_{11}}$ , дальние ножки несут более 90 % нагрузки. Наилучшее распределение нагрузки между ножками соответствует наибольшему отношению  $\frac{C}{\delta_{11}}$  у ленты 2ШТК-200×4.

Выровнять усилия, действующие на ножки скобы, возможно при разных податливостях ножек

$$C_1 = C_2 + \delta_{11} - \delta_{21}.$$

Так, для ленты ПВХ-120×4 дальняя ножка должна иметь податливость в 9,77 раза большую. Это можно достичь, используя вместо скоб два отдельных стержня, диаметры которых отличаются в 1,77 раза.

Условия работоспособности однорядных механических соединений аналогичны (1), (7) и (9). Силу сцепления U-образных элементов с лентой в расчетах учитывать не следует. Эффект сцепления войдет в запас прочности соединения.

### ВЫВОД

Разработанная математическая модель расчета распределения усилий в механических соединениях конвейерных лент позволяет устано-

вить основные закономерности работы механических соединений и составить методику их расчета. Многорядные механические соединения являются статически неопределимыми системами, неравномерно распределяющими внешнюю нагрузку между соединительными элементами. Наиболее нагружены соединительные элементы крайних рядов. С увеличением числа рядов соединительных элементов и их жесткости неравномерность возрастает. При правильном подборе параметров соединения по предлагаемым зависимостям неравномерность распределения нагрузки может быть существенно уменьшена. Методика расчета механических соединений позволяет определять параметры соединения, обеспечивающие требуемую прочность при полном или частичном выравнивании нагрузки.

Прочность многорядных соединений ограничена неравномерностью распределения нагрузки между соединительными элементами. В соединениях U-образными скобами скобы крайних рядов 5–8-рядных соединений нагружены в 2–4 раза сильнее скоб средних рядов, а 24–27-рядных – в 70–80 раз. Таким образом, 90 % нагрузки воспринимают 30–50 % крайних рядов соединения. Остальные внутренние ряды являются страхующими и нагружаются только после разрушения скоб крайних рядов.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Билан, И. Е.** Методика расчета параметров стыковых соединений резиноканевых конвейерных лент / И. Е. Билан, Е. М. Высочин, П. М. Деркач. – Киев: Наукова думка, 1970. – 9 с.
2. **Высочин, Е. М.** Влияние концентрации напряжений на прочность несущего в стыке конвейерной ленты / Е. М. Высочин, А. В. Коваль // Вопросы рудничного транспорта. – М.: Недра, 1972. – Вып. 12. – С. 69–78.
3. **Флеbbe, Г.** Динамическая прочность соединений как критерий расчета конвейерных лент / Г. Флеbbe. – М.: Недра, 1988. – № 6. – С. 25–30.
4. **Колосов, Л. В.** Напряженно-деформированное состояние стыковых соединений резиноканевых лент / Л. В. Колосов, И. В. Бельмас // Изв. вузов. Горный журнал. – 1981. – № 8. – С. 68–71.
5. **Соппротивление материалов** / под ред. Г. С. Писаренко. – Киев: Вища шк., 1973. – 672 с.
6. **Малинин, Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
7. **Лурье, А. И.** Нелинейная теория упругости / А. И. Лурье. – М.: Наука, 1980. – 512 с.

Поступила 15.11.2005