

УДК 622.232.32

Корнеев С. В., *Доброногова В. Ю., Долгих В. П.
 Донбасский государственный технический университет
 *E-mail: kafedra.gemio@dstu.education

УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ СОЕДИНЕНИЙ РЕЗИНОТКАНЕВЫХ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

Предложен упрощенный метод расчета геометрических параметров зубчатых соединений резинотканевых конвейерных лент, в основу которого положены: 1) принцип равнопрочности, согласно которому в момент разрушения связи между соединяемыми поверхностями достигаются одновременно ее предел прочности на отрыв и предел прочности при сдвиге, причем обеспечивается максимальное значение прочности стыка; 2) равенство расчетной прочности стыка агрегатной прочности ленты.

Ключевые слова: конвейерная резинотканевая лента, зубчатый стык, метод расчета, прочность стыка, прочность связи на отрыв, прочность связи на сдвиг, условие равнопрочности, геометрические параметры, угол при вершине зуба, угол при вершине грани зуба, высота зуба.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами. При соединении многопрокладочных резинотканевых конвейерных лент способом горячей или холодной вулканизации, как показывает практика эксплуатации конвейеров, стыки в подавляющем большинстве случаев имеют ступенчатую конструкцию полунахлестного или нахлестного типов. Только в горной промышленности ежегодно эксплуатируется около 40 тыс. таких стыков.

Статическая прочность вулканизованных стыков ступенчатой конструкции не превышает 70...75 % агрегатной прочности целой ленты, что является их существенным недостатком. Также следует обратить внимание на их относительно невысокую долговечность, составляющую 30...70 %, большую трудоемкость изготовления одного стыка, достигающую, в зависимости от прочности и ширины ленты, 40...96 чел. ч. Очевидно, стыки, с точки зрения надежности тягового органа конвейера, являются его «слабейшим звеном». Достаточно отметить, что около 80 % времени вынужденных простоев конвейеров и 25 % простоев основного горного оборудования связано с разрушением соединений конвейерных лент [1].

Основными направлениями повышения эксплуатационной надежности вулканизи-

рованных стыков следует считать совершенствование их конструкции, технологии соединения и качества применяемых материалов, а также обоснованный выбор параметров соединений с учетом особенностей их конструкции и условий эксплуатации.

Известны бесступенчатые клиновые и профильные вулканизованные соединения [2–5].

Клиновые соединения привлекают своей технологичностью, а также возможностью их применения при дефектах каркаса в виде продольных и поперечных гофр. Установлено, что распределение касательных и отрывающих напряжений в соединительной прослойке клиновых соединений близко к равномерному, а несущая способность — в 1,05...1,1 раза выше, чем у трех-, четырехступенчатых, и в 1,2...1,4 раза больше, чем у одноступенчатых стыков [2].

Достоинством профильных соединений является простота изготовления при значительной площади соединяемых поверхностей, недостатком — повышенные требования к точности их изготовления.

Из профильных наиболее перспективными являются зубчатые соединения, в которых разделяемые по ширине ленты концы представляют собой треугольные

выступы и впадины с нормальными по отношению к поверхности ленты боковыми гранями. Соединяют концы ленты встык, укладывая выступы одного конца ленты во впадины другого. Для стыковки цельнотканых лент на основе поливинилхлорида, например, на соединяемых концах с помощью шаблона вырезают равнобедренные треугольники с основанием 40...70 мм и длиной свыше 400 мм. Такой стык называется «пальцевым».

В работе [6] предложен новый тип зубчатого соединения, в котором боковые поверхности зубьев имеют форму клина, т. е. боковые грани выступов наклонены под некоторым углом к поверхности ленты. Варианты стыков подобного типа, обладающих также достоинствами клиновых соединений, отражены в целом ряде работ и патентов, в том числе в [7, 8].

В таких стыках объединены достоинства «пальцевых» и клиновых соединений.

Соединительные прослойки (адгезив) зубчатых стыков такого типа, находящиеся в объемном напряженном состоянии, удерживают соединяемые поверхности, препятствуя отрыву одной поверхности от другой, а также, как в случае ступенчатого стыка, относительно смещению этих поверхностей в плоскости стыка (сдвига), т. е. работают одновременно на сдвиг и на отрыв. При этом касательные напряжения в плоскости прослойки и нормальные напряжения, перпендикулярные плоскости прослойки («отдирающие» напряжения), могут оказываться величинами одного порядка.

Постановка задачи. Параметрами, определяющими прочность любого типа ступенчатых соединений резинотканевых конвейерных лент, являются физико-механические характеристики элементов стыка, площадь стыкуемых поверхностей или определяющие ее геометрические параметры, такие как: ширина ленты, длина и угол скоса стыка, число ступеней. Методы расчета параметров ступенчатых стыков апробированы и представлены в многочисленных работах, например в [2, 5].

Особенностью расчетов является предположение о том, что концы лент соединены независимыми связями сдвига и поперечными связями. В связях сдвига возникают касательные напряжения τ , а в поперечных — отрывающие (нормальные) напряжения σ . При оценке прочности соединения найденные касательные и отрывающие напряжения сравниваются с их допустимыми значениями. Равнопрочность элементов стыка обеспечивается при равенстве коэффициентов запасов прочности соединительного слоя и каркаса.

Методы расчета параметров зубчатых стыков в настоящее время не известны.

В связи с этим *целью* настоящей работы является разработка упрощенного метода расчета геометрических параметров зубчатого стыка резинотканевой конвейерной ленты, обеспечивающих в момент разрушения связи между соединяемыми поверхностями: 1) одновременное достижение в адгезиве предела прочности на отрыв и предела прочности при сдвиге, причем обеспечивается максимальное значение прочности стыка; 2) равенство расчетной прочности стыка агрегатной прочности ленты.

Объект исследования — процесс нагружения зубчатого вулканизированного стыка резинотканевых конвейерных лент.

Предмет исследования — параметры зубчатого вулканизированного стыка резинотканевых конвейерных лент, обеспечивающие условие его равнопрочности.

Задачи исследования:

– определение нагрузок в элементах зубчатого стыка резинотканевых конвейерных лент;

– выбор критериев расчета и определение расчетных зависимостей параметров зубчатого стыка резинотканевых конвейерных лент.

Методика исследования. Конфигурация зубьев соединения определяется углом при вершине зуба, углами наклона боковых граней и оформлением торца. Рассматривается вариант исполнения зуба, предлагае-

мый в работе [5], согласно которому образующие зубья боковые грани наклонены под углом α к одной из поверхностей ленты, пересекаясь у вершины и у основания зуба. Итак, на поверхностях ленты образуются равнобедренные треугольники с высотой L (далее L — высота зуба), боковые поверхности зуба представляют собой параллелограмм, а сечение зуба плоскостью, нормальной к высоте L , — равнобедренную трапецию. Схема зубчатого соединения представлена на рисунке 1.

Расчет стыка проводится согласно первой теории прочности.

При этом принимаются следующие допущения:

1. В стыке целое число i зубьев.
2. Усилия натяжения ленты S равномерно распределены по ширине ленты и по площади стыкуемых поверхностей тягового каркаса ленты.
3. Грани каждого зуба стыка, вследствие его симметрии, нагружаются одинаково силой S_T , $S_T = S/2i$.

4. Вслед за А. А. Реутовым [2] полагаем, что стык имитируется продольными связями, препятствующими сдвигу соединяемых поверхностей, и поперечными связями, препятствующими отрыву этих поверхностей. В продольных связях возникают тангенциальные напряжения, направленные параллельно соединяемым поверхностям, а в поперечных связях — отрывающие напряжения, нормальные к соединяемым поверхностям. Средняя прочность на отрыв $[\sigma]$ не зависит от тангенциальных нагрузок τ в прослойке, а средняя прочность на сдвиг $[\tau_{пр}]$ не зависит от нормальных напряжений σ в прослойке.

5. Угол скоса стыка равен 90° .

Исходные параметры: B — ширина ленты; h — толщина тягового каркаса ленты; способ вулканизации стыка; требуемая прочность стыка $S_{пр}$ в продольном направлении; средняя прочность $[\tau_{пр}]$ при сдвиге и средняя прочность $[\sigma]$ на отрыв, в качестве которых принимаются соответствующие механизмы разрушения стыка адгезионная и когезионная прочности прослойки.

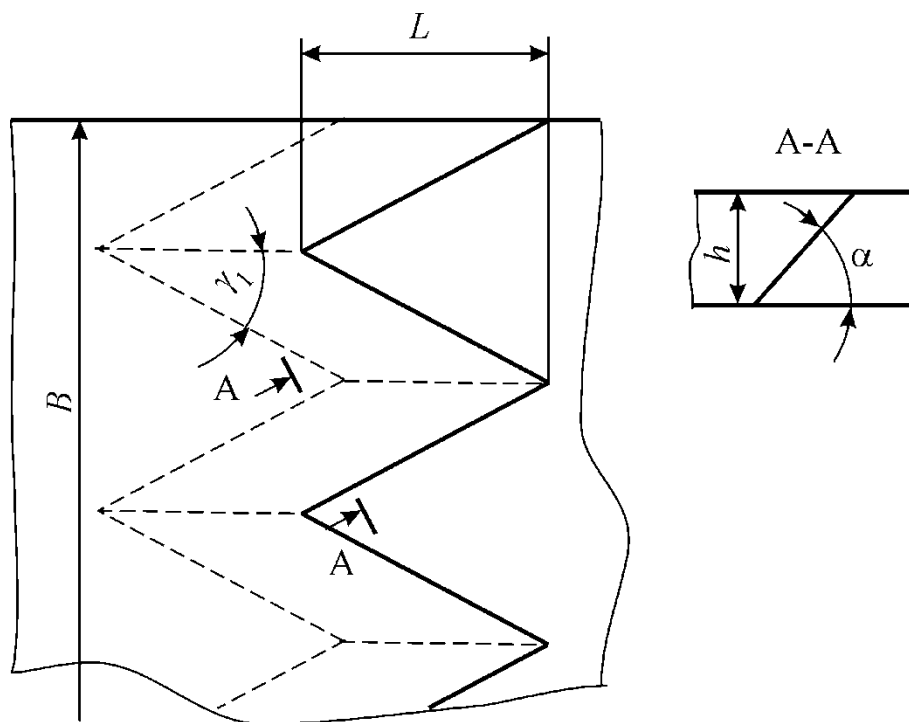


Рисунок 1 — Схема зубчатого соединения

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

Рассчитываемые параметры: L — высота зуба; α — угол, образуемый между нормалью к ребру зуба, лежащей на поверхности грани зуба, и проекцией этой нормали на поверхность ленты; γ — угол при вершине зуба на поверхности ленты.

Изложение материала. Как видно из рисунка 1:

– число зубьев в стыке:

$$i = \frac{B}{2L \operatorname{tg} \gamma_1}, \quad (1)$$

где γ_1 — угол заострения зуба, равный половине угла γ , $\gamma_1 = \gamma/2$;

– площадь поперечного сечения сердечника ленты, отнесенная к половине зуба:

$$F_0 = \frac{hB}{2i}; \quad (2)$$

– площадь поверхности одной грани:

$$F_\Gamma = \frac{hL}{\cos \gamma_1 \sin \alpha}; \quad (3)$$

– площадь поверхности соединения:

$$F = 2iF_\Gamma = \frac{hB}{\sin \gamma_1 \sin \alpha}. \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что при рассматриваемой форме зуба (грани) суммарная площадь соединяемой поверхности инвариантна к числу зубьев и длине зуба, которые находятся между собой в обратно-пропорциональной зависимости. Иначе, увеличение числа зубьев в n раз приводит к уменьшению во столько же раз длины зуба и вообще его линейных размеров. Выбор этих параметров при заданном угле заострения γ_1 не влияет на площадь соединяемой поверхности, и если не принимать во внимание возможность концентрации напряжений в определенных местах стыка, — то и на его прочность. Таким образом, параметры i и L должны определяться из технологических или экономических соображений.

Для определения углов γ_1 и α рассмотрим силы, действующие на стык.

При значениях углов $\pi/2 > \gamma_1 > 0$ и $\alpha = \pi/2$ боковая грань представляет собой прямоугольник, продольное усилие натяжения ленты S_Γ (в векторной форме), действующее на грань зуба, равно геометрической сумме нормальной к стыкуемой поверхности грани силы S_n и тангенциальной силы S_τ , лежащей в плоскости стыка и направленной параллельно поверхности ленты, $S_\Gamma = S_{\Gamma,n} + S_{\Gamma,\tau}$.

При этом в скалярной форме

$$S_\Gamma = \sqrt{S_{\Gamma,n}^2 + S_{\Gamma,\tau}^2}; \quad S_{\Gamma,n} = S_\Gamma \sin \gamma_1; \\ S_{\Gamma,\tau} = S_\Gamma \cdot \cos \gamma_1.$$

При $\alpha < \pi/2$, что равносильно повороту плоскостей, образующих грани зубца, вокруг ребра (грани представляют собой параллелограмм) на угол $\pi/2 - \alpha$, силы, действующие на грань, определяются по формулам:

$$S_{\Gamma,n} = S_\Gamma \sin \gamma_1 \sin \alpha; \\ S_{\Gamma,\tau} = S_\Gamma \sqrt{\cos^2 \gamma_1 + \sin^2 \gamma_1 \cos^2 \alpha}.$$

Разделив $S_{\Gamma,n}$ и $S_{\Gamma,\tau}$ на площадь грани, получим, соответственно, нормальное и тангенциальное напряжение:

$$\sigma = \frac{S_\Gamma \sin \gamma_1 \sin \alpha}{F_\Gamma}; \quad (5)$$

$$\tau = \frac{S_\Gamma \sqrt{\cos^2 \gamma_1 + \sin^2 \gamma_1 \cos^2 \alpha}}{F_\Gamma}. \quad (6)$$

С учетом выражений (1) и (3) формулы (5) и (6) обретают вид:

$$\sigma = \frac{S \sin^2 \gamma_1 \sin^2 \alpha}{hB}; \quad (7)$$

$$\tau = \frac{S \sin \gamma_1 \sin \alpha \sqrt{\cos^2 \gamma_1 + \sin^2 \gamma_1 \cos^2 \alpha}}{hB}. \quad (8)$$

Критериями выбора углов γ_1 и α являются условия: 1) обеспечение в момент разрушения стыка равенства нормальных σ и тангенциальных τ напряжений на поверхности грани зуба соответствующим

пределам прочности связи соединяемых поверхностей каркаса ленты при их работе на отрыв $[\sigma]$ и на сдвиг $[\tau_{\text{пр}}]$ (условие равнопрочности связи в обоих направлениях) и, таким образом, достижения максималь-

ной прочности стыка $S_{\text{ст}}$; 2) равенства расчетной прочности стыка $S_{\text{ст}}$ агрегатной прочности ленты $S_{\text{л}}$.

С учетом принятых критериев выражения (7) и (8) представляются в виде:

$$[\sigma] = \frac{S_{\text{л}} \sin^2 \gamma_1 \sin^2 \alpha}{hB}; \quad (9)$$

$$[\tau_{\text{пр}}] = \frac{S_{\text{л}} \sin \gamma_1 \sin \alpha}{hB} \times \frac{\sqrt{\cos^2 \gamma_1 + \sin^2 \gamma_1 \cos^2 \alpha}}{hB}. \quad (10)$$

Из выражений (9) и (10) после несложных преобразований получим инвариантное к параметрам ленты соотношение углов γ_1 и α , необходимое для одновременного достижения $[\sigma]$ и $[\tau_{\text{пр}}]$ при нагружении стыка:

$$\gamma_1 = \arctg \sqrt{\frac{1}{k^2 \sin^2 \alpha - \cos^2 \alpha}}, \quad (11)$$

где k — отношение $[\sigma]$ к $[\tau_{\text{пр}}]$, т. е. $k = [\sigma] / [\tau_{\text{пр}}]$.

Значение угла α можно установить, подставив полученное выражение (11) в формулу (9) или (10) и разрешив ее относительно α .

Если подставить выражение (11) в формулу (9), то получим уравнение:

$$[\sigma] - \frac{S_{\text{л}}}{hB} \times \frac{\sin^2(\arctg \sqrt{1 / (k^2 \sin^2 \alpha - \cos^2 \alpha)})}{hB} \times \frac{\sin^2 \alpha}{hB} = 0. \quad (12)$$

Приведенные уравнения могут быть применены для расчета клинового соединения (клин рассматривается как грань зуба), а также, если положить $\alpha = 90^\circ$, то и для расчета «пальцевых» соединений.

Выводы и направление дальнейших исследований. Выполненные исследования позволили сделать следующие выводы:

1. При заданном угле заострения зубьев число зубьев и их длина находятся между собой в обратно пропорциональной зависимости, не влияют на площадь соединяемой поверхности и его прочность, поэтому должны определяться из технологических или экономических соображений.

2. Площадь поверхности стыка определяется толщиной и шириной каркаса лент,

а также углами, определяющими конфигурацию зуба, которые рассчитываются исходя из условий: 1) обеспечения в момент разрушения стыка равенства нормальных и тангенциальных напряжений в связующем слое стыка соответствующим значениям прочности связи и, таким образом, условию достижения максимальной прочности стыка; 2) равенства прочности стыка агрегатной прочности ленты.

Дальнейшие исследования будут направлены на определение пределов прочности элементов конструкции и рациональных параметров «зубчатых» соединений конкретных резиноканевых конвейерных лент.

Список источников

1. Кузьменко В. И. Состояние вопроса и проблемы эксплуатации конвейерных лент // Перспективы развития угольной промышленности в XXI веке : сб. науч. тр., посвящ. 45-летию ДГМИ. 2002. С. 141–150.
2. Реутов А. А. Конструкции и расчет соединений резиноканевых конвейерных лент. 1997. 64 с.
3. Рубин М. А. Напряжения в клеевой прослойке клиновидного стыка резиноканевых конвейерных лент // Машиностроение. 1983. № 5. С. 93–96.

4. Прушак В. Я., Миранович О. Л. Оценка эффективности соединений конвейерных лент // Вестник БНТУ. 2006. № 4. С. 18–22.

5. Кузьменко В. И., Доброногова В. Ю. Определение напряжений в элементах соединений конвейерных лент с тканевым каркасом // Сборник научных трудов ДонГТУ. 2005. Вып 20. С. 92–98.

6. Способ соединения конвейерных лент : а. с. 1548075 СССР / В. И. Кузьменко, Е. Х. Завгородний, А. В. Переселков, Т. Н. Бородина ; № 4451867/31-05 ; заявл. 30.06.88 ; опубл. 07.03.90, Бюл. № 9.

7. Спосіб з'єднання конвеєрних стрічок : пат. 41552А Україна / В. І. Кузьменко, В. Ю. Доброногова ; № 2000020684 ; заявл. 08.02.2000 ; опубл. 17.09.2001, Бюл. № 8.

8. Спосіб з'єднання конвеєрних стрічок : пат. 51459А Україна / В. І. Кузьменко, В. Ю. Доброногова ; № 2002042729 ; заявл. 05.04.2002 ; опубл. 15.11.2002, Бюл. № 11.

© Корнеев С. В., Доброногова В. Ю., Долгих В. П.

Рекомендована к печати к.т.н., доц. каф. ГБП ДонГТУ Леоновым А. А., к.т.н., доц., зав. каф. общинженерных дисциплин СИПИМ ЛГУ им. В. Даля Сафоновым В. И.

Статья поступила в редакцию 07.12.2023.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Корнеев Сергей Васильевич, д-р техн. наук, профессор каф. горных энергомеханических систем Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск, Луганская Народная Республика, Россия

Доброногова Виктория Юрьевна, канд. техн. наук, доцент, зав. каф. горных энергомеханических систем Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск, Луганская Народная Республика, Россия, e-mail: kafedra.gemio@dstu.education

Долгих Виталий Павлович, канд. техн. наук, доцент каф. горных энергомеханических систем Донбасский государственный технический университет, г. Алчевск, Луганская Народная Республика, Россия

Korneev S. V., *Dobronogova V. Yu., Dolgikh V. P. (Donbass State Technical University, Alchevsk, Lugansk People's Republic, Russia, *e-mail: kafedra.gemio@dstu.education)

THE SHORT-CUT COMPUTATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS FOR THE TEETH JOINTS OF FABRIC-PLY BELTS

There has been proposed the short-cut computation of geometrical parameters for the teeth joints of fabric-ply belts based on: 1) the principle of strength uniformity, according to which, at the moment when the link breaks between the jointed surfaces, its tear-off bond strength and shear bond strength are achieved simultaneously, and the maximum boundary strength is ensured; 2) the equivalence of computed joint strength of the aggregate belt strength.

Key words: fabric-ply belt, tooth joint, method of computation, boundary strength, tear-off bond strength, shear bond strength, equal-strength condition, geometrical parameters, angle of tooth point, apex angle of tooth flank, tooth height.

References

1. Kuz'menko V. I. State of the art and problems of conveyor belts operation [Sostoyanie voprosa i problemy ekspluatatsii konvejernyh lent]. Perspektivy razvitiya ugol'noj promyshlennosti v XXI veke : sb. nauch. tr., posvyashch. 45-letiyu DGMI. 2002. Pp. 141–150. (rus)

2. Reutov A. A. *Designs and calculation of joints of fabric-ply belts [Konstrukcii i raschet soedinenij rezinotkanevyh konvejernyh lent]*. 1997. 64 p. (rus)

3. Rubin M. A. *Stresses in the adhesive interlayer of the wedge-shaped joint of fabric-ply belts [Napryazheniya v kleevoj proslojke klinovidnogo styka rezinotkanevyh konvejernyh lent]*. *Mechanical engineering*. 1983. No. 5. Pp. 93–96. (rus)

4. Prushak V. Ya., Miranovich O. L. *Evaluation of belt connection efficiency [Ocenka effektivnosti soedinenij konvejernyh lent]*. *Vestnik BNTU*. 2006. No. 4. Pp. 18–22. (rus)

5. Kuz'menko V. I., Dobronogova V. Yu. *Determination of stresses in elements of joints of conveyor belts with fabric frame [Opredelenie napryazhenij v elementah soedinenij konvejernyh lent s tkanevym karkasom]*. *Sbornik nauchnyh trudov DonGTU*. 2005. Iss. 20. Pp. 92–98. (rus)

6. Kuz'menko V. I., Zavgorodnij E. H., Pereselkov A. V., Borodina T. N. *Method of connecting conveyor belts : a. s. 1548075 USSR ; No. 4451867/31-05 ; submitted 30.06.88 ; published 07.03.90, bulletin No. 9.*

7. Kuz'menko V. I., Dobronogova V. Yu. *Method of connecting conveyor belts : Patent 41552A Ukraine ; No. 2000020684 ; submitted 08.02.2000 ; published 17.09.2001, bulletin No. 8.*

8. Kuz'menko V. I., Dobronogova V. Yu. *Method of connecting conveyor belts : Patent 51459A Ukraine ; No. 2002042729 ; submitted 05.04.2002 ; published 05.04.2002, bulletin No. 11.*

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Korneev Sergey Vasiliyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mining Power Engineering Systems
Donbas State Technical University,
Alchevsk, Lugansk People's Republic, Russia

Dobronogova Viktoriya Yuriyevna, PhD in Engineering, Assistant Professor, Head of the Department of Mining Power Engineering Systems
Donbas State Technical University,
Alchevsk, Lugansk People's Republic, Russia
e-mail: kafedra.gemio@dstu.education

Dolgikh Vitaliy Pavlovich, PhD in Engineering, Assistant Professor of the Department of Mining Power Engineering Systems
Donbas State Technical University,
Alchevsk, Lugansk People's Republic, Russia