

ЧИСЛЕННАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ РЕЗИНОТРОСОВЫХ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

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

*ЗАО «Солигорский институт проблем ресурсосбережения с опытным производством»,
Международный гуманитарно-экономический институт*

Производство новых резинотросовых конвейерных лент, широкий диапазон условий их эксплуатации делают актуальной разработку модели для численной оценки долговечности соединений различных конструкций, поскольку именно долговечность соединений в значительной степени определяет простои конвейерных линий и связанного с ними оборудования. Кроме того, если в процессе изготовления соединения были допущены отдельные отклонения от нормативов, например по температуре и времени вулканизации, то моделирование позволяет оценить срок службы такого соединения.

Разрушение соединений в процессе эксплуатации происходит под действием многих факторов и является результатом следующих наиболее важных процессов:

- распределения и перераспределения напряжений в соединении;
- старения и ползучести резины;
- деградации адгезии резины к тросам.

Вероятность проявления процесса усталостного разрушения соединения мала, поскольку нагружение резинотросовых лент, используемых на длинных конвейерах, носит монотонный характер. Кроме того, наибольшие растягивающие напряжения в резине соединения направлены не перпендикулярно тросам, и случайная трещина не имеет возможности развязаться. Экспериментальные данные [1] также свидетельствуют об отсутствии усталостных повреждений резины в соединениях. Таким образом, усталостные повреждения соединений можно не рассматривать.

Для расчета распределения и перераспределения напряжений в соединении с достаточной точностью и с учетом нелинейных зависимостей целесообразно использовать метод конечных элементов (КЭ) [4, 5]. При этом в качестве

расчетных параметров применяют геометрические и жесткостные параметры соединения. Резина, тросы, тканевые прокладки являются вязкоупругими компонентами соединения. Однако их вязкоупругие свойства реально проявляются лишь при прохождении соединением приводных барабанов. Учитывая кратковременность взаимодействия соединения с приводными барабанами и то, что на остальных участках нагрузка изменяется медленно, вязкоупругими свойствами материалов можно пренебречь и вычислять напряжения в нелинейной упругой постановке. Изменение начального распределения напряжений в соединении происходит не только из-за изменения нагрузки, но и из-за изменения упругих характеристик, в основном резины вследствие старения и ползучести, образования зон дезадгезии резины к тросам. Таким образом, процессы разрушения имеют сильное взаимовлияние и зависят от режима работы и окружающих условий.

Процесс старения резины, сопровождающийся изменением ее характеристик, происходит во много раз быстрее старения других компонент соединения и может быть представлен вектор-функцией

$$\{S\} = S(\{U\}, t), \quad (1)$$

где $\{S\} = \{S_1 \dots S_4\}$ – вектор прочностных и упругих параметров резины (S_1 – предельная деформация; S_2 и S_3 – константы функции Муни; S_4 – коэффициент Пуассона); $\{U\}$ – вектор параметров окружающей среды (U_1 – температура; U_2 – влажность; U_3 – концентрация химических веществ; U_4 – интенсивность солнечной радиации); t – время.

Ползучесть резины по экспериментальным данным [6] описывается функцией

$$e = e(t, U_1, \sigma), \quad (2)$$

где e – тензор деформации ползучести; σ – тензор напряжений.

По сравнению с деформациями ползучести резины ползучестью тросов и тканевых прокладок в соединении можно пренебречь.

Как и для всех металлополимерных соединений, стабильность крепления резины и троса является фактором, определяющим долговечность всего соединения, особенно во влажной среде. Отрыв резины происходит в адгезионном слое близко к поверхности металла. Причем по химическим свойствам резина, оставшаяся на металле, отличается от основной массы.

Прочность крепления резины к тросам, т. е. наибольшие допустимые касательные напряжения на поверхности троса, зависит от тех же факторов, что и прочность резины, за исключением солнечной радиации:

$$[\tau] = (U_1, U_2, U_3, t). \quad (3)$$

Почти все требуемые для расчета долговечности зависимости и характеристики носят эмпирический характер и требуют большой экспериментальной работы. Для условий горных предприятий содержание влаги в сердечнике соединения возрастает от 0,5 % сразу после изготовления до 1,8 % за три года и затем остается практически неизменным [1]. При этом прочность адгезии снижается на 50–60 %.

Ряд экспериментов может быть существенно сокращен за счет ускоренных испытаний. Так, данные о воздействии окружающей среды и результаты ускоренного воздействия влажности показывают удовлетворительное соответствие для вулканизированных заготовок [1]. В качестве критериев, определяющих степень разрушения соединения, можно использовать:

- отношение длины разрушенных межтросовых прослоек к их полной длине (K_1);
- усредненное относительное смещение тросов соединяемых лент (K_2).

При этом предельным значением K_1 , соответствующим полной потере несущей способности соединения, без учета неравномерности распределения нагрузки является

$$K_1 = \frac{\Pi_p - 1}{\Pi_p}.$$

Предельное значение K_2 соответствует значению S_1 и определяется при расчете напряженно-деформированного состояния.

В качестве дополнительных критериев, позволяющих сократить объем вычислений, возможно использовать:

- скорость разрушения крепления резины к тросам (K_3);
- скорость ползучести резины (K_4).

Распределение напряжений в соединении меняется шаг за шагом. Наиболее нагруженные участки соединения первыми разрушаются и теряют несущую способность, часть их нагрузки перераспределяется на другие участки. Так, процесс разрушения и перераспределения нагрузки продолжается, пока критерии разрушения K_1, K_2 не достигнут предельного значения.

Расчеты показывают, что основным недостатком существующих конструкций соединений является плохое перераспределение нагрузки между тросами. Так, если на некотором участке троса адгезионный слой разрушается, то воспринимаемая им нагрузка перераспределяется на другие участки этого же троса, что приводит к заметному увеличению напряжений.

Точность и стоимость результатов расчета существенно зависят от шага итерации, и наибольшую выгоду может принести адаптивный выбор величины шага на основании оценки погрешности вычислений.

С учетом того, что расчет напряженно-деформированного состояния также является итерационной процедурой, вычисление погрешности может быть весьма дорогостоящим [2]. В связи с этим оценку погрешности целесообразно ограничить несколькими точками с большими напряжениями и градиентом напряжений. Тогда контроль шага необходимо проводить дважды для каждой итерации: в начале – для определения величины шага, и в конце – для проверки соответствия заданной точности.

Значительно сократить число итераций можно при учете характерных особенностей соединений. Так, расчет величины максимальных касательных напряжений τ_{\max} на границе зоны дезадгезии для разных размеров зоны показывает, что если в некоторой точке по поверхности троса напряжения τ_{\max} превысили

допустимые, то на следующем шаге в данной точке следует ввести полукольцевую полоску разрушенного адгезионного слоя.

Во многих исследованиях прочности соединений резинотросовых конвейерных лент предполагается, что разрушение соединения происходит в том случае, когда средние касательные напряжения достигают предельного значения, соответствующего экспериментальным значениям усилия вырывания троса. При этом без внимания остаются неравномерные распределения касательных напряжений в межтросовой резине и относительные смещения тросов.

В этой связи проведено численное моделирование процесса разрушения связи тросов с резиной. Исследуемый объем был разбит на 250 восьмиузловых изопараметрических призматических КЭ с нелинейной формулировкой, учитывающей слабую сжимаемость материала.

Расчеты НДС ограниченного объема резинотросового соединения показали, что наибольшие касательные напряжения имеют место на границе резины и троса. Именно в этом месте наиболее вероятно зарождение процесса дезадгезии, т. е. разрушения связи резины с тросом.

На рис. 1 приведены значения τ_{\max} в соседних с освобожденным узлом, т. е. на границе зоны дезадгезии. Пунктирная линия соответствует τ_{\max} при полной адгезии. ξ_T – криволинейная координата, направленная по окружности троса. Наибольшей величины τ_{\max} достигают в соседнем узле, лежащем на одной окружности с освобожденным. Это свидетельствует о том, что зона дезадгезии имеет тенденцию расти вдоль окружности троса.

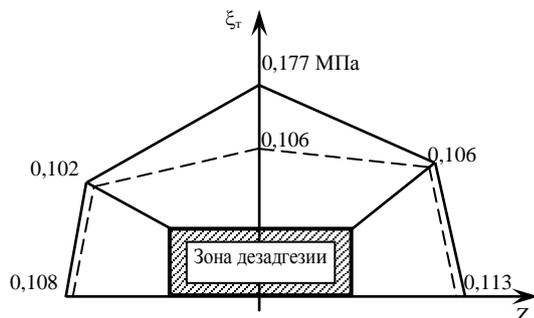


Рис. 1. Распределение τ_{\max} на границе зоны дезадгезии (распределение τ_{\max} при полной адгезии)

Последовательно расширяя зону дезадгезии по окружности троса, были вычислены величина

τ_{\max} для ширин, соответствующих центральному углу дуги от 0° до 180° . Во всех расчетах максимальные касательные напряжения имели место в узлах границы зоны дезадгезии, лежащих на одной окружности с освобожденными узлами. При этом величина τ_{\max} всегда превышает значение, соответствующее полной адгезии. Таким образом, если в некоторой точке поверхности троса τ_{\max} превышает $[\tau]$, то возникший отрыв резины будет распространяться по окружности с образованием полоски дезадгезии, равной половине окружности троса. На рис. 2 приведены зависимости отношения максимальных касательных напряжений и жесткости ограниченного объема от величины зоны дезадгезии.

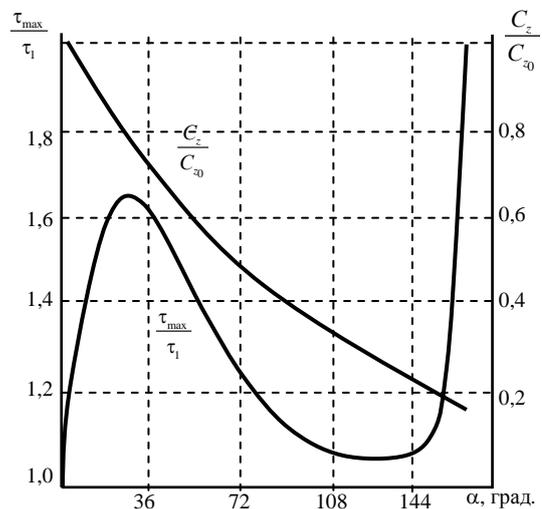


Рис. 2. Зависимость отношений касательных напряжений $\frac{\tau_{\max}}{\tau_1}$ и жесткости ограниченного объема вдоль оси Z $\frac{C_z}{C_{30}}$ от величины зоны дезадгезии

Другим аспектом моделирования разрушения тросовых соединений является исследование закономерностей распределения зон дезадгезии по полю соединения. С этой целью использована плоская КЭ-модель, в которой КЭ, находящиеся в зоне дезадгезии, имели жесткостные точки, равные нулю. Методика исследований заключается в том, что для конкретного соединения на основании КЭ-анализа ограниченного объема устанавливается величина относительного смещения соседних тросов $[W_T]$, при которой $\tau_{\max} > [\tau]$, т. е. происходит разрушение связей резины с тросом.

Затем задается натяжение тросов таким образом, чтобы в отдельных местах относительные смещения превысили $[W_T]$. После этого производится последовательность расчетов, в которых определяется КЭ с $W_T > [W_T]$. Жесткостным характеристикам данных КЭ при последующем расчете присваивают нулевые значения.

ВЫВОД

Анализ развития разрушения межтросовых связей показывает, что в одноступенчатом бездефектном соединении разрушение связи резины с тросом начинается на концах крайних пар тросов и распространяется вдоль тросов к середине соединения. Только после разрушения связи крайних пар тросов начинается разрушение на концах соседних пар. Таким образом, одноступенчатое соединение имеет плохое перераспределение нагрузки между межтросовыми прослойками. Если началось разрушение связи с тросом одной прослойки, то оно продолжается до полного разрушения на всей длине этой прослойки.

Аналогичный характер имеет процесс разрушения двух- и трехступенчатых соединений. Разрушение связей резины с тросами начинается в местах наибольших относительных смещений и продолжается вдоль тросов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Kakuda Masaji**. Performance Required for Steel Cord Conveyor Belt Core Rubber / Masaji Kakuda // Bulk Solids Handling. – 1983. – Vol. 3. – № 3.
2. **Напряженно-деформированное состояние резиנותросовой ленты на переходном участке конвейера** / И. В. Бельмас [и др.] // Горный журнал. Изв. вузов. – 1994. – № 2. – С. 81–83.
3. **Малинин, Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
4. **Сегерлинд, Л.** Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинд. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
5. **Галлагер, Р.** Метод конечных элементов: основы / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
6. **Джалалов, М. Д.** Экспериментальное построение функции ползучести резины / М. Д. Джалалов // 7 Респ. конф. мол. ученых по мат. и мех. Баку, май, 1986. Кн. 2. – Баку, 1987. – С. 141–143.

Поступила 25.01.2006

УДК 621.9.06-082

СПОСОБЫ СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОЧЕЙ ПОДАЧИ СИЛОВЫХ СТОЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Асп. ЖУК А. А., докт. техн. наук, проф. ШЕВЧЕНКО В. С.

ГНУ «Объединенный институт машиностроения Национальной академии наук Беларуси»

Применение гидропривода в механизмах подачи горизонтальных силовых столов металлорежущих станков связано с его существенным преимуществом перед электромеханическим, а именно – возможностью получения больших усилий и мощностей при небольших массово-габаритных параметрах гидродвигателя. К тому же гидропривод позволяет бесступенчато регулировать скорость перемещения силового узла в широком диапазоне, обеспечивает плавность и стабильность перемещения

рабочего органа силового узла, работу в динамических режимах с требуемым качеством переходных процессов, защиту системы от перегрузки и точный контроль действующих усилий. Кроме того, силовой гидропривод дешевле, чем электромеханический.

Однако применение гидропривода в качестве силового привода металлорежущего оборудования имеет свои трудности, которые связаны, главным образом, со свойствами используемой рабочей среды – минерального масла.