

МЕХАНИКА

УДК 621.85.052.44

ТРИБОЛОГИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ РЕСУРСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

канд. техн. наук, доц. А.Г. БАХАНОВИЧ, д-р техн. наук, проф. А.Т. СКОЙБЕДА, И.Г. БАХАНОВИЧ
(Белорусский национальный технический университет, Минск)

Разработана усовершенствованная методика прогнозирования долговечности зубчато-ременных передач по критерию износа рабочих поверхностей зубьев приводных зубчатых ремней на базе энергетического подхода.

Введение. Долговечность зубчато-ременной передачи (ЗРП) практически определяется долговечностью зубчатого ремня. Обобщая опыт промышленной эксплуатации ЗРП и результаты собственных ресурсных испытаний, можно сделать вывод о преобладании двух критериев разрушения ремня: усталостного разрушения зубьев и износа их рабочих поверхностей.

Для наиболее широко распространённых понижающих передач с передаточным отношением $u > 1$ износ проявляется со стороны зубьев ремня, взаимодействующих с ведущим шкивом; возможно появление износа с противоположной стороны зубьев. Появление износа именно с этой стороны следует из кинематических особенностей пересопряжения зубьев. Вход зубьев ремня в зацепление с зубьями ведущего шкива сопровождается их взаимным скольжением по боковым граням. При этом происходит возрастание нагрузки на входящий в зацепление зуб ремня. Пиковое значение нагрузки наблюдается в момент окончания входа в зацепление, а её уменьшение по мере поворота шкива происходит в результате входа в зацепление последующих зубьев. Комбинация скольжения и силы трения, действующей на входящий в зацепление зуб ремня, вызывает его истирание и уменьшение толщины, т.е. износ.

Обзор исследований и постановка задачи. В работе [1] показано, что наиболее приемлемым для расчёта долговечности зубьев по трибологическому критерию является энергетический метод, опирающийся на следующую зависимость:

$$I = I_0(P_{тр})^\chi, \quad (1)$$

где I – интенсивность изнашивания; I_0 – интенсивность изнашивания при единичной мощности трения; $P_{тр}$ – мощность трения, Вт; χ – параметр, зависящий от типа резины, характеристик контртела и условий нагружения.

Дифференцируя (1) по времени, получим:

$$\frac{dI}{dt} = \frac{dI_0}{dt} (P_{тр})^\chi. \quad (2)$$

Величина мощности трения при входе зубьев в зацепление не остаётся постоянной, так как нормальная сила в зацеплении F_{11} и скорость взаимного скольжения профилей зубьев $v_{ск}$ изменяются в течение поворота шкива на угол ψ_1 : F_{11} линейно возрастает, $v_{ск}$ нелинейно убывает. Мгновенное значение мощности трения, соответствующее повороту шкива на угол φ_x в пределах $0 \leq \varphi_x \leq \psi_1$, запишется в виде:

$$P_{тр,x} = F_{тр,x} v_{ск,x}. \quad (3)$$

С учётом линейного возрастания F_{11} в течение входа в зацепление значение силы трения $F_{тр,x}$ найдём исходя из очевидного соотношения:

$$F_{тр,x} = F_{11x} f = F_{11} \frac{j_x}{\psi_1} f = \frac{F_1 \psi f j_x}{z_0 \psi_1}, \quad (4)$$

где f – коэффициент трения; F_1 – окружное усилие, Н/мм; ψ – коэффициент неравномерности нагружения зубьев: $\psi = F_{11} z_0 / F_1$; z_0 – количество зубьев в зацеплении.

С учётом выражения для определения $v_{ск}$, полученного автором [2], и (4) зависимость (3) примет вид:

$$P_{тр,x} = \frac{F_1 \omega \psi f j_x}{z_0 \psi_1} \left[\Phi_1 \left(\frac{j_x}{\psi_1} \right)^c + \Phi_2 \right], \quad (5)$$

где c ; Φ_1 ; Φ_2 – параметры уравнения [2].

Суммарное значение работы сил трения за один цикл входа в зацепление получим интегрированием (5) по времени:

$$A_{\text{тр.вх}} = \int_0^{t_{\text{вх}}} P_{\text{тр.х}} dt = \int_0^{\psi_1} P_{\text{тр.х}} d\varphi / \omega = \frac{F_1 \psi f \psi_1}{z_0} \left(\frac{\Phi_1}{c+2} + \frac{\Phi_2}{2} \right). \quad (6)$$

Переходя к мощности трения и усредняя полученное значение, имеем:

$$P_{\text{тр}} = \frac{F_1 \psi f \psi_1}{z_0} \left(\frac{\Phi_1}{c+2} + \frac{\Phi_2}{2} \right). \quad (7)$$

Значения входящих в уравнение (2) интенсивности изнашивания и показателя % определим на основе эмпирических результатов. При этом необходимо исходить из того факта, что закономерности изнашивания обкладки и резины зубьев ремня различны. Автор [1] определил вышеназванные параметры только для резинового массива зуба. Между тем, износу резины предшествует износ обкладки. Следовательно, вышеназванная методика, содержащая показатели износа, характерные для литевых ремней, пригодна для определения долговечности зубьев, лишённых тканевой обкладки. С учётом сделанных замечаний, долговечность ремней по критерию износа в общем виде будет определяться зависимостью:

$$N_{\text{и}} = N_1 + N_2, \quad (8)$$

где N_1, N_2 – соответственно долговечность обкладки и резинового массива зуба ремня, циклы.

Для литевых ремней ввиду $N_1 = 0$ выражение (8) трансформируется к виду:

$$N_{\text{и}} = N_2. \quad (9)$$

Долговечность обкладки определяется по очевидной зависимости:

$$N_1 = \frac{h_o}{h_{i0}}, \quad (10)$$

где h_o – толщина обкладочной ткани, мм; h_{i0} – толщина слоя, изнашиваемого за один цикл входа в зацепление, мм.

Измерения величины h_o на образцах обкладочной ткани, отделённой с боковой поверхности зубьев ремня, показывают, что её толщина для капроновых образцов арт. 56320 равна $0,33 \pm 0,02$ мм.

Переходя к единичной мощности трения, значение h_{i0} определим из (1):

$$h_{i0} = h_{10} (P_{\text{тр}})^{\chi_0}, \quad (11)$$

где h_{10} – толщина обкладки, изнашиваемой на её наружной поверхности в условиях трения при единичной мощности, мм.

В существующей литературе [3, 4] приведены значения показателя $\chi = 0,9...1,4$, характерного для резин или резинокордных конструкций типа автомобильных покрышек. Для зубчатых ремней в работе [1] рекомендуется $\chi = 1,2$. Очевидно, что эти значения не могут быть использованы для описания особенностей истирания обкладки, не являющейся резиной. Между тем, обкладка выполнена из полимерного материала, и общие закономерности износа полимеров, в том числе и резины, могут быть распространены для описания износа ткани.

С учётом (11) выражение (10) представим в виде:

$$N_1 = \frac{h_o}{h_{10}} (P_{\text{тр}})^{\chi_0}. \quad (12)$$

В таком виде выражение (12) непригодно для расчётов. При известном h_o и определяемом по (7) значении $P_{\text{тр}}$ оно содержит два неизвестных – h_{10} и χ_0 .

Для определения h_{10} и χ_0 запишем (12) для двух различных режимов испытаний, характеризующихся кинематическим подобием, т.е. $v_{p(1)} = v_{p(2)}$; $z_{1(1)} = z_{1(2)}$; $u_{(1)} = u_{(2)}$. Другими словами, для обоих двух различных режимов испытаний должны оставаться постоянными параметры, определяющие кинематику входа в зацепление. Варьированию подлежит значение передаваемой окружной силы F_t , Н/мм.

Испытания в обоих режимах проводят на новых ремнях до полного истирания обкладки. В момент оголения резинового массива на боковой стороне зубьев фиксируют значения долговечности $N_1^{(1)}$ и $N_1^{(2)}$

обкладки для обоих режимов. Определяя в соответствии с (12) для этих же режимов величины $P_{\text{тр}}^{(1)}$ и $P_{\text{тр}}^{(2)}$, решают систему уравнений:

$$\begin{cases} N_1^{(1)} = \frac{h_o}{h_{10}} (P_{\text{тр}}^{(1)})^{\chi_o}; \\ N_1^{(2)} = \frac{h_o}{h_{10}} (P_{\text{тр}}^{(2)})^{\chi_o}. \end{cases} \quad (13)$$

В частности, для передачи с $m = 3$ мм, $z_p = 60$, $z_0 = 8$ и корригированными шкивами использовались следующие режимы испытаний:

- 1) $F_1 = 6$ Н/мм, при котором $\psi = 1,2$;
- 2) $F_1 = 12$ Н/мм, которому соответствовало $\psi = 1,76$.

После проведения ресурсных испытаний партий из 6 ремней в каждом режиме установлено, что $N_1^{(1)} = 1,85 \cdot 10^7$; $N_1^{(2)} = 2,85 \cdot 10^6$ циклов. В результате совместного решения (13) при подстановке этих результатов получены следующие значения: $h_{10} = 2,5 \cdot 10^{-13}$ мм; $\chi_o = 1,75$.

Долговечность зубьев ремня при отсутствии обкладки составляет 20...25 % от общей долговечности неизношенного зуба, оснащённого обкладкой [5, 6]. В случае определения N_2 нельзя механически делить величину предельного износа зуба на значение толщины слоя, изнашиваемого за один акт входа в зацепление. Подобный подход приемлем для расчёта N_1 когда уменьшение толщины обкладки мало влияет на механические свойства изнашиваемого зуба, в частности на его жёсткость E_z . Напротив, износ резины зуба приводит к интенсивному уменьшению его толщины. Жёсткость зуба в результате износа нелинейно уменьшается в зависимости от толщины изношенного слоя [7]. В итоге наступает момент, когда зуб становится неспособным передавать заданное окружное усилие. Происходит «перескакивание» зубьев ремня по зубьям шкивов и их рассинхронизация. Таким образом, каждый последующий акт входа в зацепление зуба без обкладки становится опаснее предыдущего [1]. Величина изнашиваемого на поверхности зуба ремня слоя h_{ip} от цикла к циклу входа в зацепление увеличивается из-за повышения податливости всех зубьев дуги обхвата и увеличения в связи с этим тангенциального смещения Δ входящего в зацепление зуба (рис. 1).

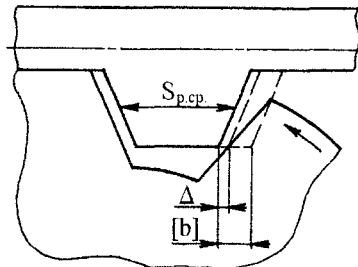


Рис. 1. Тангенциальное смещение зубьев ремня

Запишем выражение (10) для резинового массива зуба ремня при отсутствии на нём обкладки:

$$N_2 = \frac{[h]}{h_{ip}}, \quad (14)$$

где $[h]$ – предельный износ зубьев, мм.

Использование методики нахождения параметров уравнения, описывающего износ резины зуба ремня по методике, предложенной для определения износа обкладки, невозможно. Действительно, из (14) получим:

$$N_2 = \frac{[h]}{h_{ip}} (P_{\text{тр}})^{\chi_r}, \quad (15)$$

где h_{ip} – толщина слоя зуба ремня, изнашиваемого за один цикл входа в зацепление в условиях единичной мощности, мм; χ_r – показатель степени, характеризующий износ резины по шкиву с определённым состоянием рабочих поверхностей зубьев.

Величину предельного износа определим из условия сохранения способности зуба ремня передавать нагрузку, т.е. сохранять зацепление.

Установлено [8], что при предельном тангенциальном смещении зуба ремня $[b] = (1,6...1,95)\Delta$ (см. рис. 1) долговечность зубьев ремня не превышает нескольких сотен циклов. Реально наблюдаемое тангенциальное смещение b определяется деформацией первого зуба дуги обхвата, находящегося в полном зацеплении b_1 , и удлинением ремня на участке между рассматриваемыми зубьями Δt_p :

$$b = b_1 + \Delta t_p. \tag{16}$$

Выражение (16) в развёрнутом виде запишется следующим образом:

$$b = \frac{F_t \psi}{E_{zd} z_0} + \frac{F_{11}^{1-k} t_p}{a}, \tag{17}$$

где E_{zd} – жесткость зубьев ремня в условиях динамического нагружения, МПа; k, a – параметры уравнения; t_p – шаг зубьев ремня, мм.

Поскольку смещение $[b] = (1,6...1,95)\Delta$, соответствующее крайне незначительным N_2 , можно считать предельно допустимым, приравняем $[b]$ и b и выразим из полученной зависимости величину минимально допустимой жёсткости изношенного зуба:

$$E_z^{(u)} = \frac{F_t \psi}{z_0 \left([b] - \frac{F_{11}^{1-k} t_p}{a} \right) K_{zd}}, \tag{18}$$

где K_{zd} – коэффициент, учитывающий изменение жесткости зубьев ремня в условиях динамического нагружения.

Принимаем $[b] = 1,6\Delta$,

где

$$\Delta = m \left[\sin \gamma \left(\frac{z_w}{2} - K_1 \right) + K_2 \operatorname{tg} \beta_p - z_w \frac{\gamma}{2} \right];$$

$$\gamma = \arccos \left(1 - \frac{2K_2}{z_w} - K_1 \right); \tag{19}$$

$$K_1 = \frac{\delta}{m}; K_2 = \frac{h_p}{m}.$$

Здесь m – модуль ремня, мм; z_w – количество зубьев шкива; β_p – угол профиля зуба, град; δ – расстояние от нейтральной оси кордшнура до межзубной впадины ремня, мм; h_p – высота зуба ремня, мм.

После преобразований находим:

$$[b] = S_p \left(\sqrt[1,5]{0,91 \left[1 - \frac{F_t \psi}{z_0 \left([b] - \frac{F_{11}^{1-k} t_p}{a} \right) E_{zd}} \right]} \right), \tag{20}$$

где S_p – толщина зуба ремня, мм.

Влияние величины износа h на жёсткость зубьев стандартных трапецеидальных профилей установлено в работе [7]:

$$E_z^{(u)} = E_z \left(1 - 1,1 \left(\frac{h}{S_p} \right)^{1,5} \right). \tag{21}$$

В частности, для $m = 3$ мм; $z_0 = 8$; $F_t = 6$ Н/мм и соответствующего им $\psi = 1,2$ получим $[h] = 2,2$ мм или $0,687S_p$. При тех же условиях и $F_t = 10$ Н/мм величина $[h]$ меньше и составляет 1,31 мм или $0,410S_p$.

Результаты эксперимента и их обсуждение. Входящее в (14) значение h_{ip} определяли на базе результатов стендовых ресурсных испытаний. У ремней с удалённой обкладкой (СБЗ-60-16) и литевых (З-60-16) на инструментальном микроскопе ММИ-2 измерялась средняя толщина зуба $S_{p,cp}$ (рис. 2), после чего ремни устанавливались на стенд для ресурсных испытаний. Испытания ремней проводились в течение 30000 циклов их пробега по контуру передачи при фиксированных значениях F_{t1} . Такая величина продолжительности испытаний выбрана, с одной стороны, для избежания существенных погрешностей, вносимых в измерение уменьшением E_z из-за износа. С другой стороны, величина износа должна быть достаточной для регистрации. После 30000 пробегов ремень вновь подвергался измерению. На всех зубьях ремня измерялась величина $S'_{p,cp}^{(u)}$, полученная в результате износа. Измеренные значения $S'_{p,cp}^{(u)}$ для зубьев одного ремня усреднялись, после чего вычислялась величина износа: $h_1 = S_{p,cp} - S'_{p,cp}^{(u)}$. Вторая партия ремней каждого типа испытывалась аналогичным образом при $F_{t2} \gg F_{t1}$ и также подвергалась измерениям.

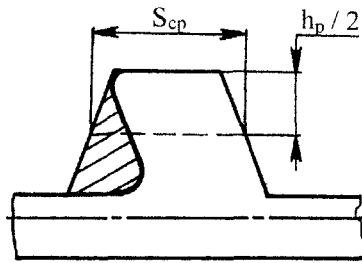


Рис. 2. Износ рабочего профиля зубьев ремня

Износ в таких условиях описывается системой уравнений, полученных из (15):

$$\begin{cases} N_2^{(1)} = \frac{h_1}{h_{ip}} (P_{tp}^{(1)})^{x_p}; \\ N_2^{(2)} = \frac{h_2}{h_{ip}} (P_{tp}^{(2)})^{x_p}. \end{cases} \quad (22)$$

Ввиду равенства долговечности (длительности испытаний) для обоих режимов $N_2^{(1)} = N_2^{(2)} = 30000$, правые части уравнений приравняем:

$$\frac{h_1}{h_{ip}} (P_{tp}^{(1)})^{x_p} = \frac{h_2}{h_{ip}} (P_{tp}^{(2)})^{x_p}. \quad (23)$$

Входящие в (23) значения мощности трения для двух режимов определяются на основании выражения (7).

В результате испытаний установлено, что значения h_{ip} и χ не зависят от метода изготовления ремня, а определяются в основном твёрдостью резины. Для резиновых смесей марок 1453 и 7Р7, идущих на изготовление зубчатых ремней, зависимости значений h_{ip} и χ от твёрдости по Шору приведены на рис. 3. Анализ этих зависимостей показывает, что с целью увеличения N_2 зубья ремня рекомендуется изготавливать из более твёрдой резины. Так, увеличение твёрдости с 64 до 85HS приводит к увеличению N_2 в 2,8 раза.

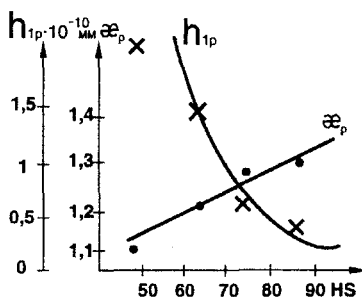


Рис. 3. Зависимость параметров износа зубьев ремня от их твердости

Таким образом, определены все составляющие в формуле (15). Однако ее использование затруднено из-за уменьшения жёсткости зубьев ремня в процессе износа. Автор работы [7] видит выход из подобного затруднения в следующем. После расчёта долговечности обкладки N_1 при неизменных E_z , ψ и f получают значение $\psi^{(1)}$, соответствующее первому циклу входа в зацепление резиновых зубьев. Далее, с использованием значения коэффициента трения f , присущего трению резины по материалу шкива, вычисляют значение соответствующей этому циклу мощности трения $P_{тр}^{(1)}$. Затем находят величину износа $h_1^{(1)}$, произошедшего в течение первого цикла входа в зацепление. Располагая величиной $h_1^{(1)}$ по зависимости (21), вычисляют величину жёсткости зуба $E_z^{(2)}$, соответствующей второму входу в зацепление. Располагая $E_z^{(2)}$, определяют другие параметры второго цикла входа в зацепление – $\psi^{(2)}$, $P_{тр}^{(2)}$, и при неизменном F_t находят $h_1^{(2)}$, на основе которого по (21) вновь вычисляется $E_z^{(3)}$:

$$E_z^{(i+1)} = E_z \left(1 - 1,1 \left(\frac{\sum h^{(i)}}{S_p} \right)^{1,5} \right). \quad (24)$$

Подобные вычисления продолжаются до $\sum h^{(i)} \leq [h]$, при этом количество вычислений $i = N_2$.

Выводы

Проведенные исследования показывают, что применение предложенного метода определения долговечности зубчатых ремней по трибологическому критерию в широком диапазоне варьирования параметров передачи позволяет уточнить значение N_2 на 7..8 %, что с учётом соотношения $N_1 = (3...4)N_2$ приводит к уточнению $N_{и}$ на 1,6...2,7 %. Эти значения значительно меньше наблюдаемого разброса величины $N_{и}$. Таким образом, выражение (15) позволяет прогнозировать величину N_2 и $N_{и}$ в целом с удовлетворительной точностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Наталевич А.Н. Исследование условий повышения работоспособности зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Мн., 1982. - 24 с.
2. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путем выбора их рациональных параметров: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Мн., 1998. - 24 с.
3. Бартенев Г.М., Зуев Ю.С. Прочность и разрушение высокоэластичных материалов. - М.: Химия, 1974. - 108 с.
4. Лукомская А.И., Евстратов В.Ф. Основы прогнозирования механического поведения каучуков и резин. - М.: Химия, 1975. - 360 с.
5. Бойков В.П., Городничев Ю.Н., Козачевский Г.Г. Зубчатые ремни. - М.: Химия, 1989. - 192 с.
6. Никончук А.Н. Совершенствование методов исследований и выбора эксплуатационных параметров зубчатых ремней повышенной долговечности: Автореф. дис.... канд. техн. наук. - Мн., 1988. - 24 с.
7. Шпилевский В.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых ремней на основе применения рациональных методов их предварительного натяжения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Мн., 1993. - 20 с.
8. Гуревич Ю.Е. Исследование зубчато-ременной передачи: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - М.: Мосстанкин, 1972. - 20 с.