

Объединение положительных свойств обеих технологий реализовано в новой технологии изготовления приводных зубчатых ремней, разработанной с нашим участием. Технология основана на прессовании заготовки ремня жёсткими прессующими секторами, синхронно сближающимися в радиальном направлении. Течение вулканизируемого эластомера в радиальном направлении обеспечивает качественное оформление тканевой обкладки на рабочей части ремня, исключая складкообразование. Наличие жёстких прессующих секторов позволяет получать ремни заданной толщины и с требуемым качеством поверхностей непосредственно в пресс-форме. Технология запатентована в ведущих развитых странах.

Изготовление приводных зубчатых ремней по методу прессования жёсткими секторами или прессующими элементами (ПЖЭ) осуществляется на стандартных вулканизационных гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Для реализации метода используются 2 разновидности пресс-форм. Первая, с вертикальной осью профильного барабана и комплектом секторов и конусов (секторная), предназначена для изготовления сравнительно больших ремней длиной 700...1500мм. Вторая, с горизонтальной осью профильного барабана и двумя прессующими секторами (полуформами), позволяющая изготавливать ремни длиной 100...800мм. Во избежание изготовления дорогостоящих комплексов полуформ, для близких по размерам ремней изготавливают один унифицированный корпус, оснащённый комплектом упругих сменных втулок, внутренняя поверхность которых выполняет формообразующие функции. Проведенные исследования показали, что применение метода ПЖЭ позволяет обеспечить более высокие показатели механических свойств ремня по сравнению с вулканизацией в автоклаве вследствие получения повышенного давления прессования и, как следствие, повысить несущую способность и долговечность производимых приводных зубчатых ремней.

УДК 621.85.052.44

А.Т. Скойбеда, А.Г. Баханович, И.Г. Баханович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одним из важнейших аспектов проектного расчёта зубчато-ременной передачи (ЗРП) является определение величины поправки Δt к шагу зубьев шкива, обеспечивающей тот или иной вид распределения нагрузки на дуге обхвата. Анализ мировой научно-технической литературы показал, что имеется ряд разрозненных и противоречивых рекомендаций по выбору величины коррекции шага зубьев шкива $\Delta t = t_p - t_{ш}$, который не может дать ясного представления о сути рассматриваемого вопроса и предопределяет необходимость дальнейшей разработки данной проблемы.

Зарубежные авторы [1,2] рекомендуют величину наружного диаметра шкива увеличивать на $0,001t_p$. Для ремней “модульной” системы величина коррекции определяется таблично в зависимости от значения делительного диаметра шкива. В этом случае:

$$d_a = mz_1 - 2\delta + K_1; \text{ мм}, \quad (1)$$

где: m - модуль ремня, мм; z_1 - число зубьев ведущего шкива; δ - расстояние от нейтральной оси кордшнура до межзубой впадины ремня, мм; K_1 - корректирующая поправка [3], мм.

Подобная методика не учитывает влияния на неравномерность нагружения зубьев факторов, определяемых механическими свойствами ремня. С целью устранения этого недостатка в [4] величину K находят по зависимости:

$$K_{1(2)} = 0,2 \frac{F_t}{B_p} \lambda z_{1(2)}, \quad (2)$$

где: F_t - окружное усилие, Н; B_p - ширина ремня, мм; λ - податливость кордшнура ремня на длине одного шага, $\text{мм}^2/\text{Н}$.

В работе [5] предлагается учитывать не только размеры шкива, но и значение передаваемой нагрузки. Например, при $10 < z_0 \leq 30$ для окружных усилий, не превышающих максимальных значений:

$$K_1 = \frac{0,0005}{\pi} z_1 (z_0 - 10). \quad (3)$$

где: z_0 - количество зубьев в зацеплении.

Анализ выражения (3) показывает, что при $z_0 < 10$ шаг зубьев шкива не корректируется, что противоречит представлениям о закономерностях передачи нагрузки в зацеплении. Исходя из них, при уменьшении z_0 нагруженность зубьев возрастает, а при $z_0 < 6$ корректируется даже величина допускаемой окружной силы на зубьях. Таким образом, с уменьшением z_0 величина K_1 должна возрастать.

С учётом подобных обстоятельств в работе [6] предлагается определять величину коррекции шага как на основе показателей механических свойств ремня, так и значений длины дуги обхвата:

$$\Delta t = t_{ш} - t_p = \frac{0,4 z_0^{0,2} K_\alpha F_t B_p}{E_z}, \text{ мм}; \quad (4)$$

где: K_α - отношение податливостей каркаса ремня и его зубьев; E_z - жёсткость зубьев ремня, $\text{Н}/\text{мм}^2$.

Выражения (2)-(4), по мнению их авторов, позволяют получать значения коэффициента неравномерности нагружения зубьев $\psi=1$, что должно соответствовать максимальной долговечности ремня. Между тем существует ряд зависимостей, из которых следует, что при уменьшении ψ величина долговечности возрастет. Следовательно, $\psi=1$ не является универсальным показателем, обеспечивающим максимальную долговечность ремня. Для обеспечения возможности выбора величины коррекции шага, соответствующего $\psi \neq 1$, в работе [7] приводится ряд графических зависимостей. Ввиду влияния частоты пробегов ремня на его механические свойства, и, следовательно, распределение нагрузки в зацеплении, автор [8] предлагает зависимости величины коррекции шага от v .

Между тем, величина Δt , соответствующая требуемому ψ , может быть достаточно легко найдена из зависимости:

$$\Delta t = \frac{t_p}{200} \left[1,3 - \frac{\psi_{до}}{K_v K_f K_s \left(0,5 \left(\frac{F_t}{[F_t]} \right)^2 + 1 \right) (0,53 z_0 + 1)} \right]. \quad (5)$$

где: K_v ; K_F ; K_Z - коэффициенты, учитывающие частоту пробегов ремня v ; продольную жёсткость ремня E_F и жёсткость зубьев E_Z соответственно [10]; $[F_t]$ - допускаемое окружное усилие, передаваемое ремнем.

Располагая выражением (5), также невозможно обеспечить получение Δt , соответствующих максимальному уровню N . Такой уровень в работе [9] предлагается достигнуть путём обеспечения равнозначности обоих критериев работоспособности, для чего приравниваются давления на зубья дуги обхвата. Однако и в этом случае не приводится конкретных значений ψ , обеспечивающих максимальный уровень N_n и N_y .

На наш взгляд, величина коррекции шага зубьев шкива должна выбираться исходя из возможности реализации максимальной долговечности ремня по обоим критериям, т.е. при $N_n=N_y$.

С целью получения аналитической зависимости, связывающей N_y и ψ , был проведён численный эксперимент. При этом в соответствии с методикой ортогонального планирования [11] варьировались факторы, определяющие усталостную долговечность зубьев ремня. В результате вычислений установлено, что величина N_y может быть найдена из зависимости:

$$N_y = \left(\frac{25h_p z_o}{F_t \psi \sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^5. \quad (6)$$

где: h_p - высота зуба ремня, мм; G - модуль сдвига резины, МПа.

Долговечность ремня по критерию износа с учётом соотношения долговечности обкладки и резинового массива составит:

$$N_u = 1,25 \frac{h_o}{h_{10}} \left(\frac{F_t \omega \psi \mu}{z_o} K_k \right)^{1,75}, \quad (7)$$

где: h_o - толщина обкладочной ткани, мм; h_{10} - толщина обкладки, изнашиваемой на её наружной поверхности в условиях трения при единичной мощности, мм; ω - угловая скорость вращения шкива, c^{-1} ; μ - коэффициент трения; $K_k = \frac{\Phi_1}{f+2} + \frac{\Phi_2}{2}$ - кинематический коэффициент.

Анализ зависимостей (6), (7) показывает, что $dN_n/d\psi$ и $dN_y/d\psi < 0$. Таким образом, зависимости N_n и N_y от ψ не имеют экстремумов, и величина ψ не может быть найдена методами обычной оптимизации. Следовательно, представляется возможным определить лишь величину ψ , соответствующую не максимально возможному, а какому-либо определённом, наперёд заданному уровню долговечности.

Сравнение зависимостей (6) и (7) свидетельствует о том, что при любых значениях аргумента $dN_n/d\psi < dN_y/d\psi$. Ввиду этого существует точка, в которой $N_n=N_y$. Значение коэффициента неравномерности нагружения зубьев для этой точки определится путём приравнивания (6) и (7):

$$\psi_{opt} = \frac{z_o}{F_t} \left(\frac{h_o}{1,25h_o} \right)^{0,3} \left(\frac{25h_p}{\sqrt{\frac{G}{2}}} \right)^{1,5} (\omega \mu K_k)^{0,5}. \quad (8)$$

Например, для $m=3$ мм; $\omega=15,7c^{-1}$; $F_t=6$ Н/мм величина $\psi_T=0,45$. При $\psi < \psi_T$ долговечность ремня определяют процессы износа. При $\psi > \psi_T$, наоборот, $N_y > N_n$ и долговечность ремня зависит от интенсивности протекания усталостного разрушения.

Таким образом, при заданном значении долговечности ремня N_3 по формуле (8) находят значение ψ_T и по (6) или (7) определяют соответствующее ему значение долговечности N_T . Если $N_3 > N_T$, то требуемая величина неравномерности нагружения зубьев находится из выражения:

$$\psi = \frac{z_o}{F_t \omega \mu K_k} \left(\frac{1,25 h_o}{N_k h_o} \right)^{0,57} \quad (9)$$

В случае если заданный уровень долговечности несколько меньше и $N_3 < N_T$, величина ψ определяется по зависимости вида:

$$\psi = \frac{25 h_p z_o}{F_t \sqrt{\frac{G}{2}}} \left(\frac{1}{N} \right)^{0,2} \quad (10)$$

Располагая значением ψ , по зависимости (5) находится значение $\Delta t = t_p - t_{ш}$, соответствующее заданной неравномерности нагружения зубьев.

Объектом исследований являлся зубчатый ремень $m=7$ мм; $z_p=71$; $V_p=32$ мм, изготовленный методом диафрагменной вулканизации и оснащённый износостойким тканевым покрытием зубьев.

Методика проведения исследований базировалась на регистрации деформаций измерительного зуба одного из шкивов передачи. Измерительный зуб имел вид фрезерованной консольной балки, на противоположные плоскости которой по мостовой схеме наклеивались тензорезисторы с базой 10мм. Проводники от тензорезисторов через токосъёмник соединялись с регистрирующей аппаратурой, основу которой составлял светолучевой осциллограф К12-22.

Для проведения исследований был изготовлен специальный стенд, работающий по принципу открытого силового контура. Крутящий момент от двигателя мощностью 800Вт через открытую зубчатую передачу с $u=15$ (135/9) передавался на ведущий вал стенда. Частота вращения вала двигателя бесступенчато регулировалась в диапазоне 0...600мин⁻¹. Тормозной момент создавался на ведомом валу с помощью регулируемого колодочного тормоза, позволявшего реализовывать его значения от 0 до 200Нм. Это обеспечивало при числе зубьев шкивов передачи $z_1=z_2=20$ значения $F_t=0...2800$ Н или $F_t=0...57$ Н/мм при допустимом для $m=7$ мм $[F_t]=45$ Н/мм [12].

Получение вида распределения нагрузки на дугах обхвата при различных значениях коррекции шага $\Delta t = t_{ш} - t_p$ обеспечивалось следующим образом. Измерительный шкив изготавливался со значением наружного диаметра 139,0мм, соответствующего $\Delta t/t_p = +0,00433$ и теоретически определённого при этом соотношении $\psi=0,43$. После наклейки тензодатчиков и получения соответствующих осциллограмм измерительный шкив снимался со стенда и перешлифовывался по наружному диаметру до значения 138,8мм, которому соответствует $\Delta t/t_p = +0,0029$ и $\psi=0,72$. Тензодатчики при этом оставались наклеенными на соответствующий зуб шкива. После проведения очередной серии испытаний шкив последовательно шлифовался до диаметров: 138,6мм ($\Delta t/t_p = +0,00143$; $\psi=1,02$); 138,4мм ($\Delta t/t_p = 0$; $\psi=1,30$); 138,2мм ($\Delta t/t_p = -0,00143$; $\psi=1,59$); 138,0мм ($\Delta t/t_p = -0,0029$; $\psi=1,88$).

В результате обработки полученных осциллограмм методом ординат установлено, что значение ψ_{max} линейно убывает по мере увеличения коррекции шага шкива. В рассматриваемом диапазоне изменения $\Delta t/t_p$ расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами не превышает 14,3%. Анализ эмпирических зависимостей ψ_{max} от Δt показывает, что наибольшее расхождение между ними наблюдается в области высоких $\Delta t/t_p$. Это может быть связано с тем, что в теоретическом расчёте зна-

чений ψ не отражено влияние факта частичного выхода из зацепления зубьев дуги обхвата, находящихся у ведомой ветви. Если при $\Delta t/t_p < 0$ нагрузка на эти зубья сравнительно невелика, то при избыточном корригировании шкива основная доля передаваемого зубьями окружного усилия перераспределяется в область, прилежащую к ведомой ветви. Из-за трапецеидальной формы зубьев с возрастанием усилий на зубьях увеличиваются и радиальные силы, выталкивающие зубья ремня из межзубных впадин. Недостаточное натяжение F_2 ведомой ветви неспособно эффективно компенсировать влияние радиальных сил, в результате чего часть зубьев частично выходит из зацепления. Так как их жёсткость при этом снижается, окружное усилие перераспределяется в область, находящуюся у ведущей ветви. Нагрузка, приходящаяся на находящиеся там зубья, в том числе и первый, возрастает, что не приводит к ожидаемому снижению ψ . Нейтрализация подобного явления наблюдается при увеличении натяжения $2F_0$ в соответствии с зависимостью:

$$2F_0 = 0,2F_t \left(\frac{0,00143\Delta t}{t_p} \right)^2, \text{ Н} \quad (11)$$

Сопоставление экспериментального характера распределения нагрузки с теоретическим свидетельствует о наличии у них гармонического вида изменения усилия на зуб по мере поворота шкива. При этом максимальному усилию на первом зубе дуги обхвата соответствует минимум усилия на остальных. При $\Delta t/t_p \geq 0,0029$ минимум усилия на зубьях в большей степени соответствует максимуму на последнем зубе дуги обхвата.

Одним из важнейших конструктивных параметров ЗРП, обеспечивающим тот или иной уровень долговечности ЗР, является разность шагов зубьев ремня и шкива, определяемая коррекцией шага зубьев последнего Δt . Предложенный подход определения рационального значения Δt обеспечивает оптимальное распределение нагрузки в зацеплении и повышает несущую способность и долговечность ЗР. Установлено, что значение $\psi=1$, когда нагруженность первого со стороны ведущей ветви зуба дуги обхвата соответствует среднему значению усилия, действующему в зацеплении, не всегда обеспечивает максимальную долговечность ЗР, а его рациональное значение варьируется в пределах 0,8...1,1 [13].

Литература. 1. Kugo Kunio. Зубчатые ремни // Пуранто Эндзин. (Plant. Engin.), 1985, vol.17, №9. - p.19-25. 2. Köster L. Der Zugkraftverlauf in Zahnriemenantrieben // Konstruktion, 1982, vol.34, №3. - p.99-104. 3. Гусейнов В.М. Отечественные приводные зубчатые ремни // Машиностроитель. - М.: 1986, №10. - с.40-41. 4. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. М.: НИИРП, 1977. - 16с. 5. Metzner D. Konstruktive Gestaltung von Zahnriemenscheiben // Maschinenbautechnik. - 1983, vol.32, №3. - p.122-125. 6. Кравцов Э.Д., Похилюк В.С. Разность шагов ремня и шкива, обеспечивающая уменьшение неравномерности распределения нагрузки в зацеплении передачи зубчатым ремнем // Детали машин. – Киев: 1988, №46. - с.26-28. 7. Наталевич А.Н., Скойбеда А.Т., Никитин В.В. Коррекция шкивов как средство повышения долговечности передач зубчатым ремнем // Машиностроение. - Мн.: 1987, №12. - с.105-108. 8. Никончук А.Н. Совершенствование методов исследований и выбора эксплуатационных параметров зубчатых ремней повышенной долговечности. Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1988. - 193с. 9. Гуревич Ю.Е. Оптимизация расчетных критериев зубчатременной передачи // Детали машин. - М.: 1988, №47. - с.20-26. 10. Шпилевский В.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых ремней на основе применения рациональных методов выбора их предварительного натяжения: Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1993. - 185с. 11. Кравцов Э.Д. Влияние конструктивных параметров передачи зубчатым ремнем на расчетную

нагрузку: Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Одесса, 1987. - 16с. 12. ОСТ 3805227-81. Передачи зубчатым ремнем. Метод расчёта. М.: НИИРП, 1981. - 23с. 13. Баханович А.Г. Повышение несущей способности и долговечности зубчато-ременных передач путём выбора их рациональных параметров: Дисс. ... канд. техн. наук. – Минск, 1998. - 209с.

УДК 621.88.084

А.Т. Скойбеда, Г.А. Достанко, Г.П. Кривко, Д. Эльмессауди

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЕ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ НА ВИБРАЦИЮ ПОДШИПНИКОВ

*Белорусский национальный политехнический университет
ОАО "Минский подшипниковый завод"
Минск, Беларусь*

Долговечность, надежность и диагностика- взаимосвязанные параметры, определяющие техническое состояние машин и механизмов в целом. Диагностика является важной составной частью технического обслуживания, так как позволяет без разборки определить состояние механизмов и прогнозировать ресурс их безотказной работы.

Практические задачи диагностики подшипников качения в процессе эксплуатации решаются, как правило, одним из трех основных способов. Первый использует алгоритмы обнаружения дефектов по росту температуры подшипникового узла, второй – по появлению в смазке продуктов износа, а третий – по изменению вибрации (шума).

Вибрация и шум – естественные процессы, протекающие в машинах и оборудовании, и возбуждаются они теми же динамическими силами, которые являются причинами износа и других видов дефектов.

Известно, что чем меньше уровень вибрации и шума, тем выше технический ресурс, усталостная долговечность, надежность и быстроходность подшипников при одинаковых условиях эксплуатации. Именно это обстоятельство делает вибрацию и шум не только технико-эксплуатационным фактором, но и важным диагностическим показателем - интегральной характеристикой качества подшипников.

В данной работе экспериментально исследована возможность влияния разноразмерности шариков на вибрацию подшипника.

Исследование проводилось на испытательной станции ОАО "Минский подшипниковый завод" (МПЗ) на испытательном стенде ВНИПП-542. На вал испытательного стенда устанавливались четыре шариковых радиальных однорядных подшипника 6305АЕ повышенной грузоподъемности (в обозначении буква А) с полиамидными сепараторами (в обозначении буква Е) шестого класса точности производства ОАО «МПЗ». Использование полиамидных сепараторов позволяет практически исключить вибрацию, возникающую при использовании металлических сепараторов, снизить общий уровень вибрации и ее влияние на соседние подшипники, а также проводить эксперимент на одних и тех же кольцах исследуемых подшипников, производя замену шариков без съема внутренних колец с вала испытательного стенда.

Схема нагружения и установки подшипников на вал испытательного стенда приведена на рис.1. Средняя пара подшипников 2 и 3 через гидропривод нагружена радиальной силой Р. Два крайних подшипника 1 и 4 установлены в опорах и испытывают воздействие силы Р в обратном направлении. Вращение вала обеспечивается через ре-