

УДК 621.85.052.44

А.Г. Баханович, д-р техн. наук, доц., Белорус.
нац. техн. ун-т, г. Минск,
И.И. Сидоренко, д-р техн. наук, доц.,
Э.Д. Кравцов, канд. техн. наук, доц.,
Одес. нац. политехн. ун-т

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ЗУБЬЕВ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

О.Г. Баханович, И.И. Сидоренко, Э.Д. Кравцов. Порівняльний аналіз міцності від утомленості зуб'їв приводних зубчастих пасів. Проведено дослідження навантаженості зуб'їв приводних зубчастих пасів міжнародних стандартів на основі розроблених фізико-механічних моделей складного напружено-деформованого стану, кінематичних і силових особливостей взаємодії зуб'їв у зачепленні. Встановлено залежність між еквівалентним напруженням у небезпечному перерізі, що визначає міцність від утомленості зуб'їв паса, і геометричними параметрами зуб'їв. Розроблено рекомендації щодо підвищення технічного рівня передач зубчастим пасом.

А.Г. Баханович, И.И. Сидоренко, Э.Д. Кравцов. Сравнительный анализ усталостной прочности зубьев приводных зубчатых ремней. Проведено исследование нагруженности зубьев приводных зубчатых ремней международных стандартов на основе разработанных физико-механических моделей сложного напряженно-деформированного состояния, кинематических и силовых особенностей взаимодействия зубьев в зацеплении. Установлена зависимость между эквивалентным напряжением в опасном сечении, которое определяет усталостную прочность зубьев ремня, и геометрическими параметрами зубьев. Разработаны рекомендации по повышению технического уровня передач зубчатым ремнем.

A.G. Bakhanovich, I.I. Sydorenko, E.D. Kravtsov. The comparative analysis of fatigue strength of teeth of drive toothed belts. The loading of teeth of drive toothed belts of the international standards is investigated on the basis of the developed physical and mechanical models of the complex deflected mode, kinematical and power features of interaction of teeth in gearing. The dependence of equivalent pressure in the dangerous section, defining fatigue strength of the belt teeth upon their geometric parameters is established. Some recommendations as to increasing the technological level of toothed-belt transmissions are developed.

Надежность зубчато-ременной передачи определяется надежностью приводного зубчатого ремня. Мировой опыт промышленной эксплуатации зубчато-ременных передач свидетельствует, что преобладающим видом повреждения зубчатых ремней, оснащенных износостойким покрытием рабочей поверхности, является усталостное разрушение зубьев (75...80 %). Стандартные приводные зубчатые ремни производятся, в основном, с трапецеидальным или полукруглым профилем зубьев, геометрические параметры которых регламентированы соответствующими стандартами [1...3].

Приводной зубчатый ремень при передаче мощности подвергается комплексу динамических ударных нагрузок, вызывающих постоянное изменение его напряженно-деформированного состояния. Это предопределяет интенсивность протекания деструктивных явлений, определяющих несущую способность и долговечность передачи и ведущих к потере ее работоспособности. Исследования напряженно-деформированного состояния полимерных материалов и изготовленных из них деталей машиностроительного назначения тензометрическими, поляризационно-оптическими и другими методами [4...6] проводились с допущениями и ограничениями, которые не позволяли получать результаты с высокой точностью. Кроме того, количество и уровни варьирования определяющих факторов ограничены ввиду высокой стоимости, сложности и длительности эксперимента. Поэтому разработка новых методик и физико-математической модели для исследования напряженно-деформированного состояния приводных зубчатых ремней из полимерных материалов, обобщение международного опыта с выработкой соответствующих рекомендаций являются актуальной задачей и имеют научное и прикладное значение.

В результате теоретических исследований установлено, что вид усталостного разрушения зубьев ремня является когезионно-адгезионным с превалированием первого фактора и отсутствием в ряде случаев второго [4, 5]. Зубья ремня на дугах обхвата шкивов находятся в сложном напряженно-деформированном состоянии. В соответствии с энергетической теорией прочности эквивалентное напряжение σ_{eq} , действующее в основании зубьев и предопределяющее их нагрузочную способность и эксплуатационный ресурс, векторно складывается из напряжений изгиба σ_b , сжатия σ_c и сдвига τ

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_c)^2 + 3\tau^2}. \quad (1)$$

Исходя из энергетической теории прочности разработаны новые физико-математические модели, которые определяют сложное напряженно-деформированное состояние трапецидальных и полукруглых зубьев при входе их в зацепление с ведущим шкивом. Разработанные физико-математической модели трапецидальных и полукруглых зубьев позволяют учитывать кинематические и силовые особенности, связанные с превалированием когезионного характера их разрушения.

Учитывая когезионный характер разрушения трапецидальных зубьев, возникающие в них напряжения предложено определять следующим образом [4]:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{6F_{11}}{(S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p)^2} [h_p \cos \psi_1 - \sin \psi_1 (0,5S_p + f_{fs} h_p)]; \\ \sigma_c &= \frac{6F_{11}}{S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p} (\sin \psi_1 + f_{fs} \cos \psi_1); \\ \tau &= \frac{6F_{11}}{S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p} (\cos \psi_1 + f_{fs} \sin \psi_1), \end{aligned} \quad (2)$$

где F_{11} — удельная сила, действующая на первый со стороны ведущей ветви (максимально нагруженный) зуб ремня единичной ширины;

ψ_1 — угол входа зубьев ремня в зацепление с зубьями ведущего шкива;

f_{fs} — коэффициент трения взаимного скольжения зубьев при входе в зацепление;

S_p, h_p, β_p — стандартные геометрические параметры трапецидальных зубьев ремня [1...3].

Для напряжений, возникающих в зубьях полукруглого профиля, соответственно получено [5]:

$$\begin{aligned} \sigma_b &= \frac{1,5F_{11}}{R_2^2} [h_c (\cos \psi_1 - \sin \psi_1 f_{fs}) - \sin \psi_1 R_2]; \\ h_c &= h_p + R_2 (\sin \psi_1 - 1); \\ \sigma_c &= \frac{F_{11}}{2R_2^2} (\sin \psi_1 + f_{fs} \cos \psi_1); \\ \tau &= \frac{F_{11}}{2R_2} (\cos \psi_1 - f_{fs} \sin \psi_1), \end{aligned} \quad (3)$$

где h_p, R_2 — стандартные геометрические параметры зубьев полукруглого профиля [1...3].

Анализ зависимостей показывает, что в обоих случаях эквивалентное напряжений в решающей степени зависит от геометрических параметров зубьев ремня, определяющих площадь опасного сечения. С использованием разработанных физико-математических моделей согласно выражениям (2) и (3) проведены расчеты эквивалентных напряжений в среде ANSYS, возникающих в основании зубьев ремней с трапецидальным и полукруглым профилем при их входе в зацепление с зубьями ведущего шкива. Установлено, что при $F_{11}=50$ Н/мм, шаге зубьев ремня $t_p=14$ мм, $f_{fs}=0,5$ эквивалентные напряжения составили: для трапецидального профиля $\sigma_{eq}=23,07$ МПа, а для полукруглого — $\sigma_{eq}=12,85$ МПа. Следовательно, применение зубьев с полукруглым профилем, вместо трапецидального, теоретически позволяет снизить эквивалентные напряжения в опасном сечении на 44,3 %.

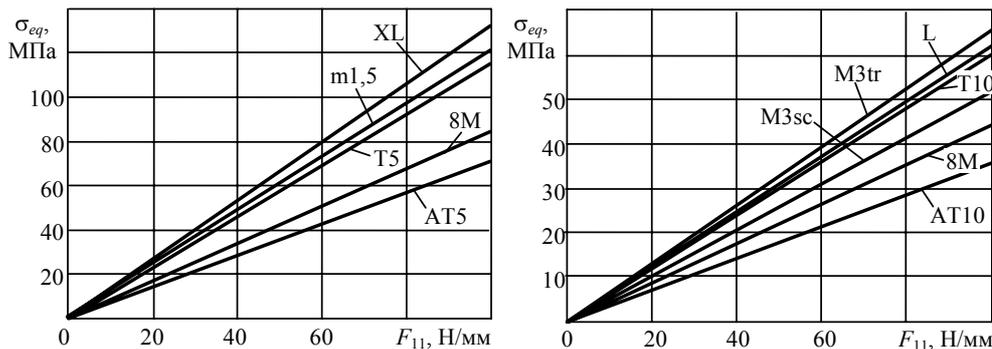
С целью проверки адекватности разработанных физико-математических моделей зубьев ремней и оценки точности предложенной методики расчета проведено программно-аппаратное моделирование напряженно-деформированного состояния зубьев ремней трапецеидального и полукруглого профилей в среде *ANSYS* по существующим методикам. При оценке точности использовались как результаты проведенного моделирования, так и результаты ряда натуральных экспериментов.

В результате программно-аппаратного моделирования по существующим методикам получено: для трапецеидального профиля $\sigma_{eq}=23,1$ МПа, для полукруглого профиля $\sigma_{eq}=12,9$ МПа, что позволяет утверждать об адекватности разработанных теоретических физико-математических моделей реальным физико-механическим процессам, происходящим в зацеплении при передаче мощности.

Сравнение полученных результатов, определяющих значения эквивалентных напряжений при натурном эксперименте и моделировании с использованием разработанных физико-математических моделей, показали, что их точность на 10...15 % превосходит точность результатов полученных по существующим методикам.

Следует отметить, что целью всех известных инженерных методик проектного расчета передач зубчатым ремнем является определение минимальной ширины зубчатого ремня, которая удовлетворяет предъявляемым требованиям к условиям передачи расчетной мощности. В основу данных методик положен выбор геометрии и шага зубьев, который осуществляется на базе исходных данных о передаваемой мощности и частоте вращения ведущего вала с помощью диаграмм. В связи с этим представляет значительный практический интерес сравнительный анализ нагруженности зубьев ремней различных типоразмеров и профилей с равным или близким шагом зубьев с использованием предложенных физико-математических моделей. Графическая интерпретация результатов проведенного анализа нагруженности зубчатых ремней различных стандартов с шагом зубьев ремня $t_p=5$ и $t_p=(8...10)$ мм представлены в виде соответствующих диаграмм (см. рисунок).

Анализ полученных диаграмм свидетельствует о том, что применение зубчатых ремней с профилем типа АТ или полукруглым профилем зубьев (вместо трапецеидального) позволяет значительно снизить эквивалентные напряжения в опасном сечении, следовательно, повысить передаваемую мощность и эксплуатационный ресурс зубчатых ремней. При сохранении данных показателей на прежнем уровне возможно существенное снижение массогабаритных параметров передачи зубчатым ремнем, ее динамической нагруженности, шумоизлучения, виброактивности и, наконец, себестоимости изготовления.



Диаграммы нагруженности зубьев ремней разных типоразмеров при $t_p=5$ (а) и $8...10$ мм (б)

Проведенный при помощи разработанных физико-математических моделей сравнительный анализ существующих международных стандартов, касающихся типоразмеров и профилей приводных зубчатых ремней, показал их несовершенство в части необоснованно широкой номенклатуры последних с близким или равным шагом зубьев (см. таблицу).

Матриця типоразмерів приводних зубчатих ремней міжнародних стандартів

Стандарт	Типоразмер / Шаг зубьев t_p , мм								
<i>Трапецидальный профиль</i>									
ТУ РБ 00149438-073-95		$m1$ 3,14	$m1,5$ 4,71	$m2$ 6,28	$m3$ 9,42	$m4$ 12,57	$m5$ 15,71	$m7$ 21,99	$m10$ 31,42
ISO 5296	MXL 2,032		XL 5,08		L 9,525	H 12,7		XH 22,225	XXH 31,75
DIN 7721	T2 2	T2,5 2,5	T5 5		T10 10			T20 20	
AT			AT5 5		AT10 10			AT20 20	
<i>Полукруглый профиль</i>									
ТУ 38405560-84					$m3$ 9,42	$m4$ 12,57	$m5$ 15,71		
HTD		3M 3	5M 5		8M 8		14M 14		

На основании анализа результатов проведенных исследований сделаны следующие выводы: зубья зубчатых ремней с профилем типа АТ и полукруглым профилем являются более массивными, с увеличенными показателями высоты, ширины или угла профиля, по сравнению с зубьями трапецидального профиля. В передачах с полукруглым профилем зубьев отсутствует радиальный зазор между зубьями ремня и шкива в зацеплении, что приводит к более равномерному распределению напряжений и деформаций по всему объему зуба ремня и значительному (15...20 %) снижению как нагрузок в опасном сечении, так и контактного давления на поверхность несущего слоя ремня; увеличение геометрических параметров зубьев трапецидального профиля до уровня аналогичных параметров зубьев полукруглого профиля, позволяет значительно (на 30...45 %) снизить эквивалентные напряжения и деформации в их опасном сечении, и обеспечить нагрузочную способность зубьев трапецидального профиля близкой к показателям зубьев полукруглого профиля; зубья полукруглого профиля имеют минимальную профильную интерференцию, повышенную износостойкость за счет пониженных показателей мощности трения и скорости взаимного скольжения зубьев ремня и шкива при входе в зацепление, повышенную плавность работы, пониженные шумоизлучение и вибрации, что позволяет однозначно констатировать более высокий технический уровень зубчато-ременных передач с зубьями полукруглого профиля.

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при разработке нового международного стандарта “Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры”.

Литература

- ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. — М.: НИИРП, 1972. — 18 с.
- ISO 5296-1: 1989. Synchronous belt drives. Belts. Part 1: Pitch codes MXL, XL, L, H, XH and XXH. Metric and inch dimensions. — 36 p.
- DIN 7721-1: 1989. Synchronous belt drives, metric pitch; synchronous belts. — 42 p.
- Баханович, А.Г. Теория и практика зубчато-ременных передач: монография / А.Г. Баханович. — Минск: БНТУ, 2008. — 209 с.
- Баханович, А.Г. Исследование усталостной прочности приводных зубчатых ремней с зубьями полукруглого профиля / А.Г.Баханович // Механика-2009: сб. науч. тр. IV Белорус. конгресса по теорет. и приклад. механике / Под общ. ред. М.С. Высоцкого. — Минск: ОИМ НАНБ, 2009. — С. 43 — 50.
- Кравцов, Э.Д. Исследование напряженно-деформированного состояния зубчатых ремней методом конечного элемента / Э.Д. Кравцов, А.А. Клименко // Детали машин. — К.: Техника, 1983. — Вып. 37. — С. 19 — 22.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Дашенко А.Ф.

Поступила в редакцию 1 октября 2010 г.