

Никончук А.Н., Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Никончук И.Н.

РАЦИОНАЛЬНЫЙ УРОВЕНЬ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ В ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Величина предварительного натяжения $2F_0$ в зубчатоременной передаче – важнейший эксплуатационный параметр, обеспечивающий возможность передачи зацеплением зубчатого ремня со шкивом требуемого окружного усилия F_t . В такой трактовке при назначении $2F_0$ не выделять каких-либо критериев, которым должна удовлетворять работа передачи. Считается, что величина $2F_0$ должна обеспечивать компенсацию изгибных усилий при деформации зубчатого ремня на шкивах и радиальных усилий в зацеплении [1]. Позднее разработан ряд критериев, характеризующих специфические требования к зубчатоременным передачам: реализация максимального КПД, минимальная динамическая нагруженность ремня и опор валов передачи, минимальная неравномерность нагружения зубьев в многопарном зацеплении со шкивами [2,3,4.]. Однако практика применения отдельных критериев показывает, что в целом все они обеспечивают получение максимальных или близких к максимальным значений долговечности зубчатых ремней в заданных условиях. Таким образом, для определения численных значений величины $2F_0$ для каждого типоразмера зубчатого ремня и исполнения передачи необходимо проведение ресурсных испытаний с получением статистически значимого распределения долговечности ремня $N_{ц}$ в циклах или пробегах по контуру передачи при варьировании $2F_0$. Подобный подход позволяет получать надежные результаты, обеспечивающие наивысшие показатели работоспособности зубчатоременной передачи, однако зачастую неприемлем по ряду очевидных организационных и технических причин. Представленный в работе [5] расчетно-экспериментальный метод определения рационального уровня $2F_0$ стандартизованных зубчатоременных передач по критерию максимальной долговечности, достаточно универсален, однако неприменим для определения величины $2F_0$ у альтернативных конструкций зубчатоременных передач, в частности, имеющих шевронные зубья. Рассматривая зубчатоременную передачу как кинематическую связь, образованную гибким звеном и шкивами, что эквивалентно кинематической паре качения, образованной двумя твердыми телами, и раскрывая статическую неопределенность, получим в целом известные выражения для определения усилий F_1 и F_2 в ведущей и ведомой ветвях:

$$F_1 = F_t + F_R + F_{II}; \quad F_2 = F_R + F_{II}, \quad (1)$$

где F_t – окружная сила, передаваемая ремнем,

F_R – натяжение от радиальных сил в зацеплении,

F_{II} – натяжение ремня, обусловленное сопротивлением изгибу.

Из (1) следует, что:

$$2F_0 = F_t + 2F_R + 2F_{II}. \quad (2)$$

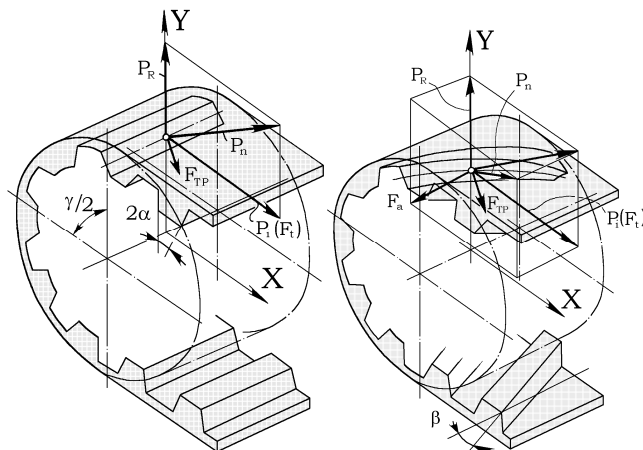


Рисунок 1 – Распределение усилий в зацеплениях зубчатого ремня со шкивом: а – прямозубом, б – косозубом.

Определим составляющие в выражении (2). Для прямозубых зубчатоременных передач (рис.1,а) радиальная составляющая окружной силы

$$P_R = P_i \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где α – угол профиля зубьев зубчатоременной передачи,

P_i – усилие на i -м зубе зацепления.

Для косозубой передачи выражение (3) трансформируется к виду (рис. 1, б);

$$P_R = P_i' \operatorname{tg} \alpha = P_i \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (4)$$

где β – угол наклона зубьев ремня.

Сила трения на поверхности контакта зубьев ремня и шкива для обоих случаев равна

$$F_{TR} = \mu P_N = \mu P_i / (\cos \alpha \cdot \cos \beta), \quad (5)$$

где μ – коэффициент трения в паре зубчатый ремень-шкив.

Радиальная сила с учетом выражения (5) будет иметь значение:

$$P_R' = P_R - F_{TR} \cos \alpha = P_i (\operatorname{tg} \alpha - \mu) / \cos \beta. \quad (6)$$

Многопарность зацепления зубчатого ремня со шкивами, а также податливость его зубьев и каркаса под действием передаваемой нагрузки предопределяет неравномерное распределение составных частей усилия F_t по зубьям дуги обхвата. Количеством это распределение характеризуется величинами коэффициента неравномерности нагружения φ_i для каждой из i пар зацепления. Если принять $i = z_0$, то $P_i = \varphi_i F_t / z_0$. Тогда из (6) получим:

$$P_R = \varphi \cdot F_t (\operatorname{tg} \alpha - \mu) / (z_0 \cdot \cos \beta). \quad (7)$$

Никончук Андрей Николаевич. Д.т.н., ст.н.с., доцент кафедры «Теория механизмов и машин» Белорусского национального технического университета.

Никончук Иван Николаевич. Инженер-механик, соискатель Белорусского национального технического университета. Беларусь, БНТУ, 220027, г. Минск, пр. Ф. Скорины, 65.

Басинюк Владимир Леонидович. К.т.н., доцент, заместитель директора по НИР ИНДМАШ НАН Беларуси.

Мардосевич Елена Ивановна. Инженер-механик, и.о. Ученого секретаря ИНДМАШ НАН Беларуси. Беларусь, 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12, ИНДМАШ НАН Беларуси.

Таблица 1 – Эмпирические параметры для определения изгибной жесткости.

Шаг зубьев ремня, t_p , мм	Тип корда ремня	Параметры		
		a	b	c
3,14 – 12,70	Металлокорд 5Л15	0,32	2,0	28
	Стеклокорд 35СА	0,30		26
9,42 – 31,41	Металлокорд 15Л15	0,53	1,9	150
	Стеклокорд 75СА	0,50		125

Таблица 2 – Значения долговечности образцов N при различных уровнях предварительного натяжения $2F_0$.

$2F_0$, Н/мм	$N \cdot 10^4$, циклов							
2	9	9,4	9,8	26	31	31,5	38	58
4	36	59	69	80	94	160	200	
6	105	170	190	310	500	520	700	870
8	210	240	240	270	370	430	850	960
10	180	320	500	510	550	720	910	1040
12	170	310	410	490	560	800	1130	
14	110	210	280	510	520	530	630	990

Таблица 3 – Статистические параметры S и v эмпирического распределения долговечности при различных уровнях предварительного натяжения $2F_0$.

	$2F_0$, Н/мм							Среднее
	2	4	6	8	10	12	14	
S	1017655	3356403	3233939	3792073	3301472	2954880	3553141	3029938
v	0,845	0,827	0,555	0,584	0,543	0,647	1,802	0,829

Проецируя радиальные силы на отдельных зубьях дуги обхвата на положительное направление оси OX , проходящей через оси вращения шкивов передачи, получим значение результирующей радиальной силы F_R :

$$F_R = \varphi \cdot F_t R (\operatorname{tg} \alpha - \mu) (\sin \frac{\gamma}{2})^2 / z_0 t_p \cos \beta, \quad (8)$$

где R и t_p – радиус и окружной шаг шкива по средней высоте зубьев,

$$\varphi = \sum \varphi_i / z_0,$$

γ – половина угла обхвата шкива.

Следует отметить, что ввиду малости отношения высоты зуба ремня к делительному диаметру шкива, с достаточной для практических расчетов точностью можно принять $R = mz_{u1}/2$, $t_p = \pi m$, где m – модуль зубчаторемной передачи, z_{u1} – число зубьев шкива. Технология производства зубчатых ремней предполагает изготовление их в круговых пресс-формах, следовательно, в свободном состоянии ремень будет иметь некоторый радиус кривизны $r = d_p/2$. В этом случае максимальные напряжения изгиба ремня будут реализовываться на меньшем из шкивов диаметром $d = mz_{u1}$, а соответствующее натяжение, обусловленное сопротивлением изгибу ремня, имеющего начальный радиус кривизны, равно:

$$F_H = 4EJ (1/d_1^2 - 1/d_p^2), \quad (9)$$

где EJ – изгибная жесткость ремня в плоскости XOY ,

$d_p = m z_p$ – диаметр зубчатого ремня в свободном состоянии;

z_p – число зубьев ремня.

Величина изгибной жесткости прямозубчатых зубчатых ремней шириной 1 мм определяется величиной модуля ремня (или шага его зубьев t_p) и конструктивными особенностями зубьев, описанными в [2]. Установлено, что величина EJ может быть определена по эмпирической формуле вида:

$$EJ = a \cdot t_p^b + c, \text{ Н / мм.} \quad (10)$$

Значения эмпирических параметров a , b и c , входящие в выражение (10), приведены в табл. 1.

Выражение (10) неприменимо для получения значений $EJ^{(\beta)}$ у зубчатых ремней шевронного типа, так как по мере увеличения угла наклона зубьев β за счет возрастания ширины зуба в сечении плоскостью XOY соответственно возрастает момент инерции сечения ремня. Теоретические исследования показывают, что величина $EJ^{(\beta)}$ при $\beta = 0 - 45^\circ$ может быть выражена через изгибную жесткость EJ прямозубчатых ремней с аналогичным нормальным шагом зубьев:

$$EJ^{(\beta)} = EJ \cdot (1 + 0,00025 \cdot (\beta^\circ)^{2,5}), \text{ Н мм}^2 \quad (11)$$

Оценим абсолютные значения величины $2F_0$ для распространенной передачи с прямозубым стандартным ремнем $m = 3$ мм; $z_p = 60$, изготовленным с применением корда 5Л15 при $z_{u1}=z_{u2}=16$; $F_t = 10$ Н/мм. В соответствии с вышеприведенными зависимостями получим $F_R = 1,52$ Н/мм, откуда $2F_0 = 13,2$ Н/мм. Для ремня с $d_1 = 53,4$ мм соответственно получим $F_R = 1,85$ Н/мм; $F_H = 0,18$ Н/мм и $2F_0 = 14$ Н/мм. Косозубая или шевронная зубчаторемная передача с теми же параметрами требует применения более высоких цифр натяжения, необходимого для компенсации как возрастающих радикальных сил в зацеплениях, так и изгибной жесткости ремня. При этом относительное влияние первого фактора более значимо, а численные значения $2F_0$ при $\beta = 30^\circ$ и 40° соответственно составят 13,9 и 14,6 Н/мм.

Применимость предложенной методики назначения рационального уровня предварительного натяжения обосновывалась на базе эмпирического материала, полученного в результате стендовых испытаний зубчатых ремней. Объектом исследований являлись ремни стандартного исполнения с $m = 3$ мм; $z_p = 60$; $B_p = 16$ мм, оснащенные износостойким тканевым покрытием зубьев. В процессе испытаний устанавли-

ливалось фиксированное значение $F_t = 10$ Н/мм при дискретно варьируемом уровне $2F_0$. Для экспериментов использовались стэнды с замкнутым силовым потоком и частотой вращения валов $n_1 = 2880$ мин⁻¹ при $z_{m1} = z_{m2} = 16$. Значения долговечности, полученные в результате испытаний 60 образцов, приведены в табл.2.

Определение рационального уровня предварительного натяжения по критерию максимальной долговечности сводится к вычислению параметров уравнения кривой регрессии [6]:

$$Y = b_0 + b_1 X + b_2 X^2. \quad (12)$$

Неизвестные коэффициенты в (12) определяются из системы уравнений:

$$\begin{cases} b_0 + b_1 (\sum X_i / n) + b_2 (\sum X_i^2) / n = (\sum Y_i) / n; \\ b_0 + b_1 [(\sum X_i^2) / (\sum X_i)] + b_2 [(\sum X_i^3) / (\sum X_i)] = (\sum X_i Y_i) / (\sum X_i^2); \\ b_0 + b_1 [(\sum X_i^3) / (\sum X_i^2)] + b_2 [(\sum X_i^4) / (\sum X_i^2)] = (\sum X_i^2 Y_i) / (\sum X_i^2). \end{cases} \quad (13)$$

Трансформируем систему (13) в удобный для расчетов вид:

$$\begin{cases} b_0 = (\sum Y_i - b_1 \sum X_i - b_2 \sum X_i^2) / n; \\ b_1 = \frac{n(\sum X_i^2 Y_i - \sum X_i^2 \sum Y_i) - \frac{n \sum X_i^4 - (\sum X_i^2)^2}{n \sum X_i^3 - \sum X_i^2 \sum X_i}}{n \sum X_i^3 - \sum X_i^2 \sum X_i}; \\ b_2 = \frac{\frac{n \sum X_i^2 Y_i - \sum X_i^2 \sum Y_i}{n \sum X_i^3 - \sum X_i^2 \sum X_i} - \frac{n \sum X_i Y_i - \sum X_i \sum Y_i}{n \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}}{\frac{n \sum X_i^4 - (\sum X_i^2)^2}{n \sum X_i^3 - \sum X_i^2 \sum X_i} - \frac{n \sum X_i^3 - \sum X_i \sum X_i^2}{n \sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}}. \end{cases} \quad (14)$$

Поскольку абсциссой X являются n уровней варьируемого фактора $2F_0$, а ординатой Y – величина долговечности в циклах N , то из (12) с учетом (14) получим:

$$N = -0,88 \cdot 10^6 + 2F_0 \cdot 0,74 \cdot 10^6 - 0,038(2F_0)^2. \quad (15)$$

Средние квадратические отклонения N и коэффициенты вариации V определим из известных зависимостей:

$$S = \left[\frac{(N_{2F_0} - N_i)^2}{(n-1)} \right]^{1/2} = 2,96 \cdot 10^5; \quad (16)$$

$$v = S / N.$$

Численные значения N и v для рассматриваемого случая приведены в табл.3. Графическое представление полученных результатов с аппроксимированным значением v показано на рис.2. Анализ приведенных зависимостей свидетельствует о наличии экстремума функции $N = f(2F_0)$, совпадающего с рациональным уровнем предварительного натяжения. Дифференцируя выражение (15) по $d(2F_0)$ получим, что N_{MAX}

соответствует уровню предварительного натяжения $2F_0 = 11,7$ Н/мм.

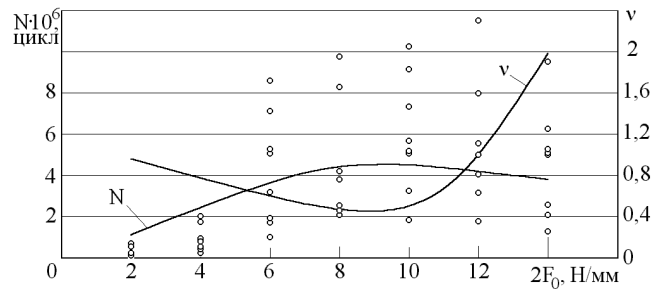


Рисунок 2 – Зависимости абсолютных значений N и коэффициента вариации показателей долговечности v зубчатых ремней от уровня их предварительного натяжения $2F_0$.

Характер зависимости уровня долговечности от величины натяжения (рис. 2) свидетельствует о том, что увеличение $2F_0$ выше рациональных значений не приводит к существенному снижению ресурса ремней. Напротив, уменьшение $2F_0$ вызывает резкое снижение долговечности, так как при низких натяжениях невозможна компенсация радиальных и изгибных усилий в зацеплениях. В этом случае на дугах обхвата шкивов, особенно ведомого, возникает и прогрессирует явление неполнопрофильного зацепления, сопровождающееся частичным или полным выходом из зацепления зубьев ремня, расположенных у ведомой ветви, с соответствующим возрастанием нагрузки на оставшиеся зубья, расположенные у ведущей ветви. Передача, работающая с натяжением выше рационального, отличается отсутствием зон неполнопрофильного зацепления, а наблюдаемое незначительное снижение долговечности связано с возрастанием профильной интерференции входящих в зацепление зубьев ремня и шкива. Относительные значения этой интерференции невелики, так как определяются деформацией растяжения ремня под действием усилия F_t и связанного с ней увеличения номинального шага зубьев t_p . Таким образом, для обеспечения нормальных условий функционирования передачи и обеспечения максимальной долговечности ремня необходимо устанавливать уровень его натяжения, близкий к рациональному или немного выше.

Косвенным доказательством обеспечения стабильного функционирования передачи при значениях натяжения, близких или несколько больших рационального, служит тот факт, что при этих натяжениях наблюдается минимальное рассеивание экспериментальных данных (рис. 2).

Адекватность теоретического прогноза полученному эмпирическому значению (20), а, следовательно, и обоснованность применения предложенной методики выбора $2F_0$ устанавливали с помощью F – критерия Фишера. В результате расчета при 95% -м уровне значимости получено $F = 16,2905 > F_{табл[0,05]} = 9,1172$. При $F > F_{табл}$ гипотеза об адекватности является обоснованной. Следовательно, методика расчета рационального уровня предварительного натяжения зубчатых ремней может быть рекомендована к практическому применению.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Воробьев И.И. Ременные передачи. М.: Машиностроение.- 1979.
2. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи. Минск: Навука і тэхніка. – 1995.
3. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н., Шпилевский В.И. Влияние предварительного натяжения на нагруженность за-

- цепления зубчатременной передачи //Вестнi АН Беларусi. Сер. Фiз. – тэхн. навук. – 1993. – № 2. – С. 44-48.
4. Funk W., Koester L. Measurement of force variation in fast running toothed belts //6th World Congr. Theory Mach. And Mech: Proc./New york. – 1984. – Vol.2. – P. 1174-1177.
5. Никончук А.Н. Создание и исследование зубчатременных передач повышенной надежности и долговечности:

Автореф. Дис. ... докт. техн. наук: 05.02.02/БГПА. – Минск, 1999.

6. Надежность машин: Учеб.пособие для машиностр.спец.вузов/Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.Э. Фадеев; Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высш. шк., 1988.

УДК 621.762:621.822

Кирейцев М.В., Басинюк В.Л.

ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ОКСИДОКЕРАМИКИ

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных элементов машин и технологического оборудования являются подшипниковые узлы и опоры скольжения. Согласно современным мировым тенденциям развития технических систем требования к экологичности, энерго-, материалоемкости, техническим показателям (надежности и прочности) машин и их узлов, включая подшипниковые, постоянно растут. Одновременно с этим постоянно повышаются требования к вибрациям и шуму, подкрепленные законодательными актами и стандартами ИСО, постоянно ужесточающимися нормы по вибрациям и шуму, распространяемые машиной или механизмом в окружающую среду. Повышенные уровни виброакустической активности, как правило, резко снижают конкурентоспособность машин.

Создание подшипниковых узлов и опор скольжения с улучшенными виброакустическими характеристиками, как правило, основывается на наукоемких технологиях. В результате их использования возрастает уровень применения пластмасс, композиционных и металлокерамических материалов, легких и прочных металлов (алюминия, магния, титана). Ускоряются темпы внедрения результатов научных исследований в конечный продукт.

Одно из наиболее перспективных направлений исследований в области повышения прочностных и виброизолирующих свойств подшипниковых узлов и опор скольжения, проводимых в ведущих индустриально развитых странах (США, Японии), можно отнести создание подшипниковых узлов с использованием многоэлементных реологических систем [1-3].

Для эффективной реализации этого подхода, как показали проведенные исследования, целесообразно применение комбинированных методов формирования композиционных систем, включая микродуговое оксидирование, газотермическое напыление и пиролитическое осаждение карбида хрома. Вместе с тем, в открытых источниках научно-технической информации практически отсутствуют систематизированные сведения о подходах к созданию подшипниковых узлов и опор скольжения, сконструированных с использованием многоэлементных реологических систем на основе оксидокерамики, методик их расчета и экспериментальных исследований. Решению этой проблемы посвящена приведенная ниже работа.

1. ТРАДИЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ

Зубчатые колеса, подшипники качения и узлы на их основе традиционно считаются основными источниками вибрации и шума машин и механизмов [4]. Одним из основных спосо-

бов снижения их виброакустической активности является повышение точности изготовления, что существенно увеличивает стоимость узлов.

Другим направлением улучшения виброакустических характеристик машин является применение виброизолирующих элементов [5-7], к которым предъявляются повышенные требования в части вибродемпфирующих и прочностных характеристик. С целью улучшения виброизолирующих и прочностных характеристик машин в их конструкции вводят детали из однородных или композиционных демпфирующих материалов, например, полимеров, пластмасс, резины, инженерной керамики. В ряде случаев, эти элементы размещаются между ступицей зубчатого колеса и валом и (или) между корпусом (крышкой подшипникового узла) и наружной обоймой подшипника.

Одним из недостатков таких конструкции является низкая нагрузочная способность упругого элемента, выполненного, как правило, из резины или каучука, особенно при повышенных окружных нагрузках и температурах, что приводит к потере рабочих свойств и разрушению упругого элемента. Упругие элементы, содержащие каучук недостаточно устойчивы к воздействию химически агрессивных сред, которые могут быть в различных смазывающих веществах, используемых при работе редуктора или попадающих в него из окружающей среды. В процессе эксплуатации упругий резиновый элемент может расслаиваться, теряя свои виброизолирующие и виброгасящие свойства.

Как показали исследования [7-11] элементы из резины и полимерных материалов, в ряде случаев, не обеспечивают требуемого сочетания нагрузочных и виброакустических характеристик узла, его повышенной работоспособности, надежной фиксации подшипников в корпусе, особенно при повышенных нагрузках и температурах.

В тоже время, композиционные многоэлементные системы типа «алюминий или его сплав – оксидокерамика – карбид хрома» и «стальная основа – полимер - алюминий или его сплав – оксидокерамика» обладают рядом служебных свойств, приемлемых для приведенных условий эксплуатации. Результаты исследований /12-18/ в этой области показали: использование приведенных композиционных систем позволяет существенно улучшить виброакустические и прочностные характеристики подшипниковых узлов и опор скольжения.

С другой стороны, как показывает практика [15, 18], оксидокерамика – достаточно хрупкий материал, обладающий на ≈30% меньшим коэффициентом термического расширения