

показателей динамического качества станков и обеспечивает сохранение этих показателей в процессе длительной эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шардыко П.П. Влияние несоосности винта и гайки на деформацию резьбового соединения шариковых механизмов // Машиностроение. — Мн., 1978. — Вып. 1. — С. 17–20. 2. Клевзович В.И. Повышение устойчивости процесса резания на станках с ЧПУ // Машиностроение. — Мн., 1987. — Вып. 12. — С. 92–95. 3. Беляев В.Г., Коган А.И. Влияние погрешностей геометрических параметров на угол контакта шариков в передачах винт–гайка качения // Станки и инструмент. — 1973. — № 5. — С. 18–20. 4. Клевзович В.И. Сравнительные исследования критериев работоспособности и совершенствование конструкций винтовых механизмов, используемых в приводах подач металлорежущих станков: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Мн., 1982. — 18 с.

УДК 621.852.01:539

А.Н. НАТАЛЕВИЧ, А.Т. СКОЙБЕДА

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Нагруженность зубьев ремня, являющаяся основным критерием, определяющим долговечность передачи, зависит от его ширины $B = F_p / F_y$, где F_p — расчетное передаваемое усилие; F_y — удельное расчетное усилие [1,2]:

$$F_y = [F_0] c_u c_{z_0} c_n, \quad (1)$$

$[F_0]$ — допускаемое удельное усилие; c_u, c_{z_0}, c_n — коэффициент, учитывающий соответственно передаточное число u , число зубьев z_0 на дуге обхвата (меньше единицы для $z_0 > 6$) и наличие натяжного ролика.

Согласно уравнению (1), нагрузка F_y равна допускаемой $[F_0]$ независимо от z_0 , числа зубьев меньшего шкива и длины ремня. Это является причиной различной нагруженности и частоты нагружения зубьев, рассеяния долговечности передачи, значения которой различаются на порядок и больше [3–5].

В работе [3] предлагалось нагрузку рассчитывать в зависимости от z_0 , когда усилие F_y равно произведению допускаемой силы на одном зубе на число зубьев. В этом случае наибольшая нагрузка соответствует максимальному z_0 и ограничивается прочностью ремня на разрыв. Однако приведенные в [3] значения допускаемой на одном зубе силы рекомендуются для ремней иностранных фирм и неприменимы для расчета передач, в которых используются ремни отечественного производства.

Расчет нагрузки, обеспечивающей, согласно ресурсным испытаниям, долговечность передачи 3...5 тыс. ч, с учетом всех влияющих факторов предложен в [4]:

$$F_y = [F_0] c_u c_{z_0} c_n c_{z_m} c_a c_v. \quad (2)$$

Значения коэффициентов, входящих в формулу (2), отличаются от рекомендуемых в [1] (данные относятся к зубчатым передачам, изготовляемым Ботруйским заводом РТИ, с $m = 4 \dots 10$ мкм):

u	1	1...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	< 0,3
c_u	1	1...0,98	0,98...0,93	0,93...0,87	0,87...0,82	0,8
z_M	15...18	18...21	21...25	25...30	30...35	
c_{z_M}	0,85...0,9	0,9...0,93	0,93...0,95	0,95...0,98	0,98...1	
z_0	4...5	5...7	7...9	9...11	11...13	
c_{z_0}	0,5...0,6	0,6...0,8	0,8...0,9	0,9...0,96	0,96...1	
$a, \text{мм}$	200...250	250...350	350...500	500...700	> 700	
c_a	0,8...0,85	0,85...0,88	0,88...0,94	0,94...0,98	1	
$v, \text{м/с}$	До 5...10	10...15	15...20	20...25	25...30	30
c_v	1	1...0,9	0,9...0,8	0,7...0,6	0,6...0,5	0,4

Степенная зависимость долговечности передачи от нагрузки [5, 6] обуславливает заметное изменение долговечности даже при незначительном изменении нагруженности зубьев ремня. Поэтому коэффициентом c_{z_0} в формуле (2) более обоснованно по сравнению с коэффициентом в выражении (1) учитывается z_0 .

Долговечность передачи в значительной мере зависит также от числа зубьев z_M меньшего шкива и степени легкости входа зубьев в зацепление, обусловленного интерференцией при малых z_M [5].

Представленные выше опытные значения коэффициентов c_{z_0} и c_{z_M} отражают влияние нагруженности зубьев на долговечность передачи.

Длина ремня или межосевое расстояние a , определяя частоту нагружения зубьев, оказывает заметное влияние на долговечность передачи. С уменьшением длины ремня долговечность, выраженная, например в часах, уменьшается пропорционально увеличению частоты его нагружения. Кроме того, с уменьшением длины ремня из-за повышения частоты нагружения возрастает его нагрев, что может интенсифицировать усталостное разрушение зубьев.

Снижение долговечности передачи, связанное с уменьшением длины ремня, обусловлено также перекосом осей валов при повышении нагрева ремня из-за трения о реборды шкивов и увеличении неравномерности нагрузки по длине зубьев. Для коротких ремней требуется уменьшение допуска на непараллельность осей валов; для ремней увеличенной ширины этот допуск при малых межосевых расстояниях должен быть уменьшен в 2–3 раза по сравнению с приведенным в [1, 2].

Согласно [1, 2], с повышением скорости зубчатого ремня увеличивается его ширина (мм):

$$B = \frac{F_p}{F_y - qv^2}, \quad (3)$$

где q — масса 1 м ремня шириной 1 мм.

Ширина ремня, согласно (3), при его скорости 40 м/с и выше имеет неприемлемо большие значения. Формула (3) пригодна в большей мере для расчета ширины плоского ремня, когда нужно учитывать снижение нормального давления между ремнем и шкивом, приводящее к потере работоспособности передачи при увеличении скорости ремня до критического значения, равного

$\sqrt{F_y/q}$. В передачах зубчатым ремнем, когда нагрузка передается за счет зацепления зубьев, работоспособность ремня сохраняется как при скорости, равной $\sqrt{F_y/q}$ (критической для плоских ремней), так и при значениях скорости, превышающих указанную.

При скоростях более $\sqrt{F_y/q}$ из-за удлинения ремня происходит выход его зубьев из впадин шкива. Нагрузка при этом передается вершинами зубьев. В случае дальнейшего роста скорости ремня передача нагрузки возможна до некоторого предельного состояния зацепления, при котором зубья ремня полностью выходят из зацепления со шкивом. Значение критической скорости, соответствующей потере работоспособности ремня при его удлинении за счет центробежных сил, гораздо выше для зубчатых ремней по сравнению с плоскими, что объясняется повышенной жесткостью первых и большей степенью их удлинения, соответствующей достижению предельного состояния зацепления.

Нецелесообразность расчета ширины ремня по формуле (3) очевидна, так как для скоростных передач проще предупредить снижение их долговечности, обусловленное выходом зубьев из зацепления, не за счет увеличения ширины ремня, а за счет увеличения его предварительного натяжения на $qv^2 B/2$ [1,2].

Влияние скорости ремня на допускаемую нагрузку следует анализировать с учетом снижения работоспособности зубьев ремня из-за повышения скорости их изнашивания и частоты нагружения. Износ зубьев ремня определяется [5] мощностью входного трения $W = \mu F \rho \omega$, где μ — коэффициент трения, F и ρ — текущее значение нагрузки и радиуса входной траектории, ω — угловая скорость шкива. Интенсивность изнашивания, как установлено в [5], пропорциональна мощности трения в степени 1,2. Поэтому зависимость коэффициента c_v , отражающего влияние скорости на изнашивание зубьев ремня, примем линейной.

Предварительное натяжение Q_0 ремня должно быть таким, чтобы при нагружении передачи сохранялось натяжение ведомой ветви для обеспечения нормального входа зубьев ремня в зацепление с ведомым шкивом [3, 4–6]. При испытаниях ремней различной длины установлено, что это условие выполняется за счет предварительного натяжения ремня, соответствующего половине окружающего усилия F [4–6]:

$$Q_0 = (0,4 \dots 0,6)F.$$

Большее значение натяжения соответствует большей длине ремня.

Рекомендуемое как для обычных, так и для реверсивных передач натяжение подтверждено испытаниями и близко к предлагаемому в каталогах иностранных фирм.

В механизмах подач станков, приводах поворотных устройств роботов передачи зубчатым ремнем работают при частых включениях или в реверсивном режиме. Особенностью таких передач является наличие динамического окружного усилия $F_{\text{д}}$, максимального в момент изменения направления вращения ремня.

Разрушение зубчатых ремней в реверсивных передачах происходит за счет смещения ремня относительно шкивов на величину, равную сумме бокового зазора и деформации зубьев ремня от действия динамической нагрузки. Основными видами разрушения ремней в реверсивных передачах является изнашивание поверхности впадин с последующим повреждением корда, а также изнашивание и разрушение зубьев. Для ремней с металлокордом возможно повреждение поверхности выступов шкивов кордом из-за изнашивания впадин ремня.

Ширина ремня, обеспечивающая, по данным испытаний, нормальную долговечность реверсивной передачи,

$$B = F_{\text{д}} / (k [F_0]),$$

где $[F_0]$ – принятая допускаемая нагрузка для зубчатых ремней; k – коэффициент: $k = 1 \dots 1,5$ при $z_0 = 8 \dots 15$.

Ширина впадины шкивов должна быть уменьшена по сравнению с принятой в [7] до значения, при котором обеспечивается минимальный боковой зазор между зубьями ремня и шкива, равный, например, сумме накопленных погрешностей по шагу зубьев шкива и ремня [5]. Боковой зазор следует принять равным 0,06...0,12 от модуля передачи (большее значение относится к передачам с ремнями максимальной длины). Например, боковой зазор в зацеплении с шагом 9,525 мм фирмы "Гудеар" (США) составляет 0,33 мм, что позволяет использовать передачу в реверсивном режиме.

Для реверсивных передач с повышенной точностью поворота валов возможно уменьшение бокового зазора в зацеплении до нуля. Рационально также использование передач с полукруглым профилем зубьев, где устранен радиальный зазор между зубьями ремня и шкивом.

ЛИТЕРАТУРА

1. В о р о б ь е в И.И. Ременные передачи. – М., 1979. – 127 с. 2. ОСТ 3805227–81. Передачи зубчатым ремнем. Методы расчета. 3. М e t z n e r D. Belastbarkeit von Zahnriemen// Maschinen-Bautechnik. – 1983. – Vol. 32. № 2. – P. 69–71. 4. Н а т а л е в и ч А.Н., К у з ь м и н А.В. К расчету зубчато-ременных передач // Машиностроение. – Мн., 1985. – Вып. 10. – С. 65–67. 5. Н а т а л е в и ч А.Н. Исследование условий повышения работоспособности зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мн., 1982. – 22 с. 6. Ш и ш к и н Б.В. Исследование работоспособности зубчато-ременной передачи: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1980. – 18 с. 7. ОСТ 3805114–76. Ремни зубчатые и шкивы. Основные размеры.