

НАТЯЖЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Синхронные приводы станков, промышленных роботов, швейных, перемоточных и других машин и приборов имеют, как правило, передачи зубчатыми ремнями (ЗР) с модулем 2 или 3 мм. Опыт эксплуатации таких передач свидетельствует часто о низкой надежности и долговечности ремней или подшипниковых узлов. Анализ причин преждевременных отказов ЗР свидетельствует о том, что предварительное натяжение ремней в процессе сборки приводов и эксплуатации устанавливается субъективно. Так считается, что при нормальном натяжении ремень усилиями пальцев закручивается на угол, не превышающий 90 градусов, а если этот угол окажется больше, то натяжение ремня следует увеличить.

Современные методы и средства контроля натяжения ремня зависят от конструктивных особенностей передачи [1].

В тоже время, необоснованно выбранное большое значение предварительного натяжения и, как следствие этого, повышенная нагрузка на валы зубчато – ременной передачи создают значительные силы трения в зацеплении зубьев холостой ветви ремня с ведомым шкивом, что вызывает интенсивный износ зубьев ремня. Более того, при передаче ремнем окружного усилия его ведущая ветвь удлиняется, что при неизменности длины контура передачи вызывает удлинение ведомой ветви. Это приводит к возникновению участков неполнопрофильного зацепления на дугах обхвата шкивов. Чтобы уменьшить указанные участки, необходимо увеличить $2S_0$. Однако возникающие дополнительные удлинения ветвей ремня и деформация его зубьев на дугах обхвата увеличивают интерференцию зубьев ремня и шкива, т.е. усиливают ударные эффекты при входе зубьев в зацепление. В тоже время малые значения $2S_0$ приводят к дополнительному нагружению и интерференции зубьев за счет уменьшения действительных дуг обхвата.

Динамическая нагрузка на валы зубчато – ременной передачи может служить критерием для определения рациональной величины предварительного натяжения ремня.

Экспериментально, методом тензометрирования, исследованы неопреновые зубчатые ремни модулем $m = 2$ и 3 мм с тканевой обкладкой зубчатой поверхности, изготовленные методом сборки с последующим прессованием. Геометрия зубчатой поверхности ремней соответствовала требованиям ОСТ 38 – 05114 – 76.

При этом исследовали влияние на величину динамической нагрузки F_D на валы зубчато – ременной передачи четырех основных факторов: чисел зубьев ремня Z_p и зубьев шкива Z_u , ширины ремня B и удельного окружного усилия F_t , передаваемого ремнем при различных значениях предварительного натяжения $2S_0$. Параметры изменения указанных факторов приведены в табл. 1. Величина предварительного натяжения $2S_0$ изменялась в пределах 10 – 350 Н.

В соответствии с методикой рационального планирования эксперимента были установлены 24 неповторяющиеся комбинации факторов Z_p , Z_u , B и F_t для каждого из модулей ремня. Опыты проводились в четырехкратной повторности.

Таблица 1

Параметр	Модуль ремня, мм	Уровни варьирования
Число зубьев: ремня Z_p	2	53; 67; 71; 100
	3	36; 48; 60; 80
шкива Z_u	2; 3	9; 12; 16; 25
Ширина ремня B , мм	2; 3	8; 12; 16; 24
Окружное усилие F_t , Н/мм	2	2; 5; 8; 11
	3	5; 8; 11; 14

Для проведения исследований был разработан и изготовлен стенд [2].

В результате обработки осциллограмм получены зависимости для расчета рациональной величины предварительного натяжения $2S_0^P$ ремней в зависимости от указанных факторов, которые соответственно для модулей 2 и 3 мм имеют вид

$$2S_0^P = 0,16 Z_u^{-0,3} (0,47 F_t + 5)(0,15 Z_p + 2)(4,6 \cdot 10^{-3} B^2 + 9); \quad (1)$$

$$2S_0^P = 0,3 Z_u^{-0,3} (0,43 F_t + 5)(0,15 Z_p + 2)(4,6 \cdot 10^{-3} B^2 + 9). \quad (2)$$

Анализ зависимостей (1) и (2) показывает, что наибольшее влияние на величину $2S_0^P$ оказывает число зубьев ремня Z_p и окружная сила F_t . При уменьшении числа зубьев шкива величину $2S_0^P$ необходимо увеличивать, а при уменьшении ширины ремня – уменьшать, так как при возрастании Z_p и F_t абсолютное удлинение ветвей ремня увеличивается, что приводит к возрастанию участка неполнопрофильного зацепления на дуге обхвата ремнем ведомого шкива. Для уменьшения участка неполнопрофильного зацепления необходимо увеличивать $2S_0^P$. С уменьшением Z_u относительная величина этого участка возрастает, что также требует увеличения $2S_0^P$ для его компенсации. Необходимость увеличения $2S_0^P$ с ростом ширины ремня B вызвана тем, что при действии одной и той же удельной растягивающей нагрузки абсолютное удлинение широкого ремня больше, чем узкого.

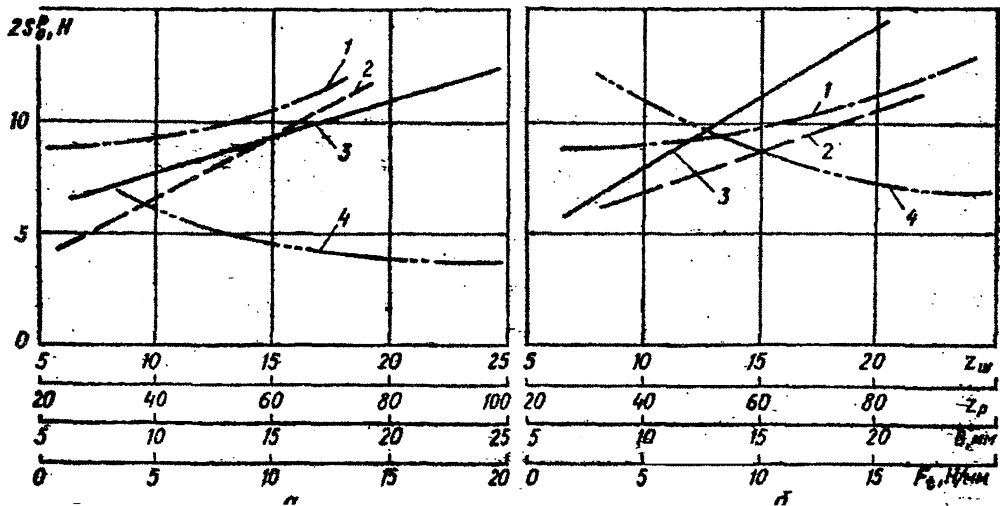


Рис.1. Зависимость предварительного натяжения $2S_0^p$ зубчатых ремней с модулями 2 и 3 мм от ширины ремня B (1), окружной силы F_t (2), чисел зубьев ремня Z_p (3) и шкива $Z_{ш}$ (4)

Следует отметить, что при длительной эксплуатации ЗР предварительное натяжение их не стабильно. Так, новые зубчатые ремни после нескольких часов эксплуатации требуют дополнительного контроля и регулировки натяжения до рационального уровня.

Дальнейшие исследования эксплуатационной стабильности величины предварительного натяжения зубчатых ремней показывают, что наибольшая стабильность натяжения характерна для ремней с металлокордом [5]. Для ремней со стеклокордом и нитью СП величина натяжения уменьшается во времени в 1,2 – 1,6 и 7 – 9 раз интенсивнее, чем в первом случае.

Следовательно, ремни с металлокордом можно рекомендовать для передач с длительным сроком работы. Ремни со стеклокордом и нитью СП предпочтительно использовать в относительно недолговечных или кинематических приводах. В противном случае конструкция привода с такими ремнями должна предусматривать возможность регулировки величины предварительного натяжения. Установлено также, что реологические константы ремня зависят от величины начального натяжения. Чем больше $2S_0$, тем быстрее релаксирует материал ремня.

В связи с изложенным можно рекомендовать следующую методику установки начального натяжения $2S_0$ в действующих передачах. Учитывая характер кривой релаксации материала ремня, новые ремни предпочтительно устанавливать с начальным натяжением $2S_0$, величина которого на 12 – 15 % больше рационального. В этом случае в интервале 250 – 2000 часов эксплуатация ремня будет происходить при натяжении 0,95 – 1,05 от рационального. Таким образом, основную часть своего срока службы ремни будут эксплуатироваться при рациональных и благоприятных значениях предварительного натяжения, что позволяет достичь максимальной долговечности и надежности ремня.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи. – Мн.: Навука і тэхніка, 1995. – 383 с.
2. Скойбеда А.Т., Бондаренко А.Г., Никончук А.Н. Выбор предварительного натяжения ремней в зубчато – ременных передачах // Детали машин: Респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1988. Вып. 47. – 41 – 45 с.
3. Воробьев И.И. Ременные передачи. - М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.
4. Выбор предварительного натяжения в зубчато – ременной передаче. А.Н. Наталевич // Машиностроение. – 1976. – Вып. 3. – 98 – 100 с.
5. А.Н. Никончук, А.Т. Скойбеда, В.И. Шпилевский, А.Г. Бондаренко. Эксплуатационная стабильность предварительного натяжения зубчатых ремней // Весці АН БССР. Серія фіз. – тех. наук, 1991. - №2. – 98 – 102 с.

УДК 630.36.001

Мохов С.П., Гороновский А.Р., Асмоловский М.К., Лой В.Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ ПАКЕТА ХЛЫСТОВ ЛЕСОВОЗНЫМ АВТОПОЕЗДОМ МАЗ

*Белорусский государственный технологический университет
Минск, Беларусь*

Одним из основных технологических процессов лесосечных работ является заготовка и вывозка хлыстов. Для эффективной реализации хлыстовой вывозки необходимо создание полноприводных лесовозных автопоездов с колесной формулой 6×6 на базе тягачей МАЗ.

Для обоснования параметров шасси и технологического оборудования автопоезда необходимо знание нагрузочных режимов, имеющих место при выполнении транспортных и погрузочно-разгрузочных операций. С этой целью применялось математическое моделирование процессов движения лесовозного автопоезда, которое позволило не только оценить его тягово-скоростные свойства, проходимость, устойчивость движения, управляемость и маневренность, но и получить данные по плавности хода и динамической нагруженности ходовой части, трансмиссии и технологического оборудования.

Разработанная математическая модель учитывает связь крутильных колебаний трансмиссии, вертикальных, продольных и угловых колебаний корпуса машины, вертикальных и продольных колебаний пачки. Модель позволяет учитывать возмущающие воздействия со стороны двигателя при изменении условий и режимов движения машины, а также реальных воздействий на колеса от неровностей поверхности движения. Общая модель составлена с учетом воз-