

проблемы устраняет электрогидравлическая система управления ВОМ, приведенная ниже.

Оптимизация системы работы вала отбора мощности предполагает следующую систему контроля работы.

Электронная система контроля работы вала отбора мощности (например в паре «трактор-прицепной с.х. агрегат») содержит датчик скорости и управляющий переключатель.

При определенных значениях скорости движения (например, трактора) электронная система инициирует переключатель, изменяя тем самым статус системы отбора мощности (включение, выключение, изменение параметров и др.).

Для корректной работы данной системы был разработан специальный алгоритм, который позволял автоматически выбирать оптимальные параметры работы.

Разработана методика расчета гидравлических потерь, быстрогодействия систем управления КПП, ВОМ, ПВМ позволяющая провести оптимизацию параметров узлов и конструктивных элементов системы управления, быстрогодействие системы управления с учетом утечек и гидравлических сопротивлений, рассчитать разветвленные потоки по расходам и давлениям в любой точке гидросистемы. Расчет всасывающего канала насоса призван обеспечить бескавитационную работу насоса на рабочих режимах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Русаков В.А., Шевцов В.Г., ВИМ Науч. тр. 2000: 133 с 3-8, табл.3.рус. 2. Сорокин Н.Т. «Тракторы и с.х. машины» №3 2002 г. 3. Кононенко А.Ф. «Пути улучшения использования сельскохозяйственной техники». –М.: Колос, 1980. – 304 с., ил.

УДК 621.852.44.004

А.Г. Бондаренко, В.И. Шпилевский

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В современных конструкциях синхронных приводов станков, промышленных роботов, швейных, текстильных машин и приборов широкое распространение получили передачи зубчатыми ремнями ($ЗР$) с модулем 2 и 3 мм. Однако опыт эксплуатации таких передач на различном оборудовании свидетельствует о низкой надежности и долговечности $ЗР$. В результате анализа причин преждевременных отказов $ЗР$ установлено, что предварительное натяжение ремней в процессе сборки приводов и эксплуатации устанавливается субъективно, а приборы для измерения и контроля предварительного натяжения ремней практически отсутствуют.

В тоже время рекомендации по выбору величины предварительного натяжения $2S_0$ $ЗР$ противоречивы. Так, ряд авторов [1; 2] предлагает выбирать величину $2S_0$ в пределах 0,1 – 0,2 величины окружного усилия F_t в передаче исходя из условия компенсации изгибной жесткости ремня, радиальных и центробежных сил в зацеплении. В других работах [3; 4] рекомендуют выбирать величину $2S_0$ равной (0,8 –

1,2) F_t , что должно обеспечивать устранение явления набегания зубьев ремня на зубья шкива и гарантировать минимальный зазор между ремнем и шкивом.

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.

Следовательно, существует некоторое рациональное значение величины предварительного натяжения $2S_0$, которое будет соответствовать минимальным значениям ударных нагрузок, возникающих при входе зубьев в зацепление и воспринимаемых валами передачи. Поэтому динамическая нагрузка на валы зубчато – ременной передачи может служить критерием для определения рациональной величины предварительного натяжения ремня.

Экспериментально, методом тензометрирования, исследованы неопределенные 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 ГОСТ 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 $Z_{ш}$, 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 , $Z_{ш}$, B и F_t для каждого из модулей ремня. Опыты проводились в четырехкратной повторности.

Табл. 1

Параметр	Модуль ремня, мм	Уровни варьирования
Число зубьев: ремня Z_p	2	53; 67; 71; 100
	3	36; 48; 60; 80
шкива $Z_{ш}$	2; 3	9; 12; 16; 25
	2; 3	8; 12; 16; 24
Ширина ремня B , мм	2	2; 5; 8; 11
	3	5; 8; 11; 14

Для проведения исследований был разработан и изготовлен стенд [4].

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

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

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

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 $Z_{ш}$ 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.

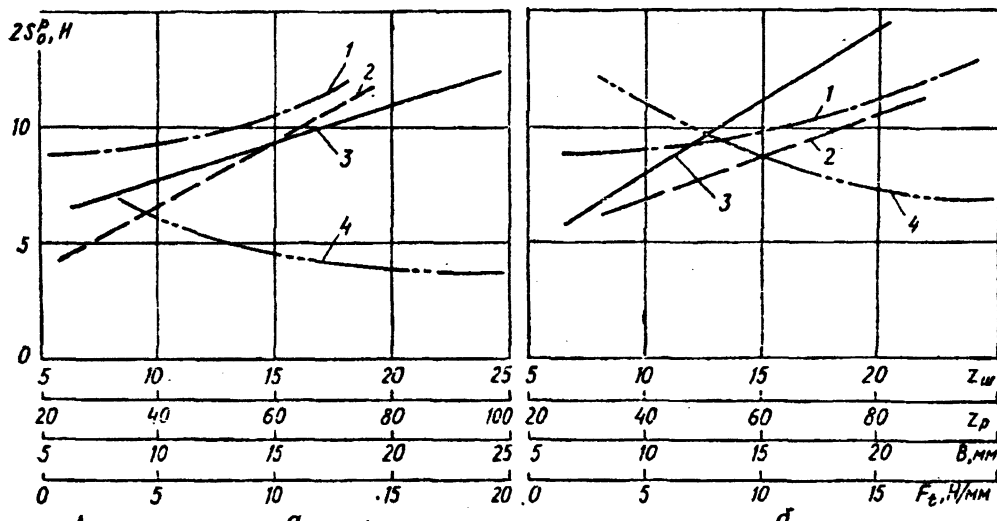


Рис.1. Зависимость предварительного натяжения $2S_0^P$ зубчатых ремней с модулями 2 и 3 мм от ширины ремня B (1), окружной силы F_t (2), чисел зубьев ремня Z_p (3) и шкива $Z_{ш}$ (4)

Сравнительный расчет рационального предварительного натяжения $2S_0^P$ зубчато-ременной передачи промышленного робота МР 10П с параметрами $m = 2$ мм, $Z_p = 48$, $Z_{ш} = 20$, $B = 20$ мм при частоте вращения шкивов $n_1 = n_2 = 250$ мин⁻¹, выполненной по зависимости (2) и зависимостям, приведенным в работах [1, 3], дает соответственно следующие результаты: 125; 28,5 и 189 Н. Для аналогичной передачи с $Z_p = 80$ предварительное натяжение соответственно составляет 184; 28,5 и 189 Н. Вместе с тем, испытания передач с ЗР модулем 3 мм в стендовых условиях, моделирующих работу реальной передачи, показали, что максимальный ресурс зубчатых ремней достигает при значениях предварительного натяжения ремня с $Z_p = 48$ в пределах от 120 до 145 Н. Так как расчетное значение рациональной величины $2S_0^P$ находится внутри доверительного интервала, то это позволяет рекомендовать зависимости (1) и (2) для практических расчетов предварительного натяжения зубчатых ремней модулем 2 и 3 мм при числах зубьев ремня в пределах от 35 до 80 и ширине ремня 8 – 25 мм.

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 привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев И.И. Ременные передачи, - М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.;
2. Кожевников С.Н., Погребняк А.П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами. – К.: Наук. думка, 1984, - 111 с.;
3. Выбор предварительного натяжения в зубчато – ременной передаче. А.Н. Наталевич// Машиностроение, - Минск: Вышэйш. шк., 1976. – Вып. 3. – с. 98 – 100.;
4. Выбор предварительного натяжения ремней в зубчато – ременных передачах. А.Т. Скойбеда, А.Г. Бондаренко, А.Н. Никончук// Детали машин: Респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1988. Вып. 47. – с. 41 – 45.;
5. Эксплуатационная стабильность предварительного натяжения зубчатых ремней. А.Н. Никончук, А.Т. Скойбеда, В.И. Шпилевский, А.Г. Бондаренко// Весці АН БССР. Серия физ. – тех. наук, № 2, Мн., 1991. – с. 98 – 102.

УДК 69.002.5 – 82

И.И.Леонович, А.Я.Котлобай, А.А.Котлобай

О МОДЕРНИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ МНОГОМОТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой