

## КЛИНОРЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

## V-BELT TRANSMISSIONS OF AGRICULTURAL MACHINES

**Н.П. БАЛОВНЕВ**, К.Т.Н.  
**Ю.И. БРОВКИНА**, К.Т.Н.  
**Л.А. ДМИТРИЕВА**

Московский политехнический университет, Москва,  
Россия, dmbalovnev@mami.ru

**N.P. BALOVNEV**, PhD in Engineering  
**YU.I. BROVKINA**, PhD in Engineering  
**L.A. DMITRIEVA**

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,  
dmbalovnev@mami.ru

Статья посвящена анализу конструктивных особенностей и условий эксплуатации клиноременных передач сельскохозяйственных машин. При конструировании этих передач рекомендовано отдавать предпочтение передачам, выполненным по открытой схеме или с натяжным роликом, расположенным вне контура ремня, избегать перекрестных и полуперекрестных передач, а также многошквильных передач с перекрещивающимися осями валов; шире использовать более прогрессивные виды ремней. Показано, что особенности клиноременных передач сельскохозяйственных машин требуют уточнения методик расчета передач с прогрессивными видами клиновых ремней и автоматическими способами натяжения ремня. Отмечено, что особое внимание следует уделять передачам многопрофильными ремнями, расчет которых не нашел достаточного отражения в отечественных нормативных документах. Преимущества таких ремней особенно заметно проявляются при переменной и ударной нагрузке. На основе анализа даны рекомендации по уточнению расчета ременных передач с многопрофильными ремнями. Предложены аналитические зависимости для определения величины номинальной мощности, передаваемой одним ремнем (ручьём) многопрофильного ремня, позволяющие автоматизировать расчет клиноременных передач сельскохозяйственных машин. Для передач с натяжным или направляющим роликом, добавляющих лишний (иногда обратный) перегиб ремня, коэффициент, который учитывает разную степень изгиба на шкивах, предложено определять по графику, построенному с учетом линейной гипотезы суммирования повреждений. Рекомендовано расчет передач с подпружиненными натяжными роликами и проектирование натяжных устройств таких передач проводить по специальной методике, учитывающей способ натяжения ремня. При этом необходимая величина предварительного натяжения ремня может быть значительно снижена, что положительно скажется на его ресурсе, без потери тяговой способности самой передачи. Приведены выражения для нахождения величины предварительного натяжения ремней, как для передач с натяжением за счет упругости ремня, так и для передач с подпружиненными натяжными роликами. Сформулированы выводы и направления дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** ременная передача, клиновой многопрофильный ремень, нагрузка, ресурс, тяговая способность, натяжение ремня.

**Для цитирования:** Баловнев Н.П., Бровкина Ю.И., Дмитриева Л.А. Клиноременные передачи сельскохозяйственных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 3. С. 31–36. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-31-36.

The article is devoted to the analysis of design features and operating conditions of V-belt transmissions of agricultural machinery. When designing these gears, it is recommended to give preference to gears made according to an open circuit or with a tension roller located outside the belt contour, to avoid cross and semi-cross gears, as well as multi-pulley gears with crossing shaft axles. To make the wider use of more progressive types of belts. It was shown that the features of V-belt transmissions of agricultural machinery require clarification of the methods for calculating transmissions with progressive types of V-belts and automatic belt tensioning methods. It was noted that special attention should be paid to transmissions with multi-profile belts, which calculation has not been sufficiently reflected in domestic regulatory documents. The advantages of such belts are especially noticeable under variable and shock loading.

Based on the analysis, the recommendations for clarifying the calculation of belt drives with multi-profile belts were given. Analytical dependencies are proposed for determining the value of the nominal power transmitted by one belt (stream) of a multi-profile belt, allowing automation of the calculation of V-belt transmissions of agricultural machinery. For gears with a tension or guide roller that add an extra (sometimes reverse) bend of the belt, it is proposed to determine the coefficient taking into account different degrees of bending on the pulleys according to a graph built taking into account the linear hypothesis of summation of damages.

It is recommended to calculate gears with spring-loaded tensioning rollers and design tensioning devices for such transmissions using a special method that takes into account the belt tensioning method. At the same time, the required value of the pre-tension of the belt can be significantly reduced, which will have a positive effect on its resource, without losing the traction capacity of the transmission itself. Expressions are given for finding the value of the pre-tension of belts, both for gears with tension due to the elasticity of the belt, and for gears with spring-loaded tension rollers. Conclusions and directions for further research are formulated.

**Keywords:** Belt drive, multi-profile V-belt, load, resource, traction capacity, belt tension.

**Cite as:** Balovnev N.P., Brovkina Yu.I., Dmitrieva L.A. V-belt transmissions of agricultural machines. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 3, pp. 31–36 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-31-36.

## Введение

Клиноременные передачи – самые распространенные из всех механических передач, применяемых в сельскохозяйственном машиностроении. Им присущи следующие конструктивные особенности и условия эксплуатации: значительные, до 8 метров, межосевые расстояния; сложность плоских и пространственных контуров, когда один ведущий шкив приводит в движение несколько ведомых; применение шкивов с минимально допустимыми диаметрами; необходимость использования натяжных или направляющих роликов, добавляющих лишний перегиб ремня, что уменьшает ресурс ремня; использование ременных передач для включения и выключения рабочих органов; обеспечение бесступенчатого регулирования частот вращения рабочих органов; непостоянство передаваемых нагрузок, иногда превышающих номинальные в несколько раз или имеющих ударный характер; малая жесткость валов и подшипниковых опор шкивов; значительные колебания температуры окружающей среды; воздействие на ремни солнечной радиации; повышенная запыленность и возможность попадания между ремнем и шкивом достаточно крупных частиц растений или почвы, а иногда и горюче-смазочных материалов; необходимость использования сдвоенного ремня шестигранного сечения для многошкивных передач с противоположным направлением вращения валов; сезонность эксплуатации сельскохозяйственных машин, вследствие чего срок службы ремней растягивается на несколько лет, что требует определенных условий хранения ремней в межсезонье.

## Цель исследований

Разработка рекомендаций и уточнение методик расчета ременных передач сельскохозяйственных машин с различными способами натяжения и прогрессивными видами ремней.

## Материалы и методы

Наибольшее распространение в сельскохозяйственных машинах получили клиноременные передачи: клиновым ремнем нормального и узкого сечений, многопрофильным ремнем, широким вариаторным ремнем и сдвоенным ремнем шестигранного сечения. Их применяют при мощностях до 200 кВт.

Расчет перечисленных передач общего промышленного применения, приведенный

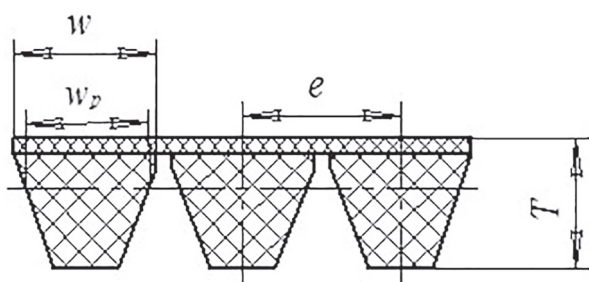
в работе [1], не учитывает некоторые особенности клиноременных передач сельскохозяйственных машин [2, 3].

При конструировании последних следует отдавать предпочтение передачам, выполненным по открытой схеме или с натяжным роликом, расположенным вне контура ремня, избегать перекрестных и полуперекрестных передач, а также многошкивных передач с перекрещивающимися осями валов; шире использовать более прогрессивные виды ремней.

Целесообразно применять автоматическое натяжение ремней, пропорциональное передаваемой нагрузке, например, с помощью подпружиненных натяжных роликов, что позволяет увеличить в 1,3–1,5 раза ходимость ремней и в 1,5–2 раза – тяговую способность передачи по сравнению с натяжением ремня за счет упругости [4]. Для предотвращения потери контакта натяжного шкива с ремнем во время работы натяжные устройства передач с подпружиненными шкивами мобильных машин необходимо демпфировать, устанавливая гасители колебаний.

Особое внимание следует уделять передачам многопрофильными ремнями (рис. 1), расчет которых не нашел достаточного отражения в отечественных нормативных документах [5, 6]. Их применяют взамен комплекта одиночных ремней. Многопрофильные ремни представляют собой несколько (от 2 до 6) ремней нормального или узкого сечения, соединенных по верхнему основанию резинотканевой связующей пластиной. Такая конструкция обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между всеми работающими ремнями и одинаковое их натяжение, исключая тем самым циркуляцию паразитной мощности. Отсутствие последней приводит к повышению срока службы ремней и КПД передачи. Преимущества таких ремней особенно заметно проявляются при переменной и ударной нагрузке. Поэтому многопрофильные ремни применяют в приводах, выполняющих функции муфт сцепления, натягивая ремень или ослабляя его с помощью натяжного ролика (ленника), как правило подпружиненного. Применение многопрофильных ремней исключает такой характерный для одиночных ремней вид отказа, как переворачивание ремня в канавке шкива. ТУ 38.405258–79 предусмотрены следующие типоразмеры многопрофильных ремней: R/O(Z), R/A, R/Б(В), R/В(С), R/Г(Д), R/УО(СПЗ), R/УА(СПА), R/УБ(СПВ)

и R/УВ(СПС). Для сельскохозяйственных машин многопрофильные ремни выпускают по ТУ 38.105 1998-91 [6] (рис. 1, табл. 1).



**Рис. 1. Конструкция и размеры сечения многопрофильного клинового ремня:**

$H$  – высота профиля ремня;  $w$  – ширина ремня по большему основанию;  $w_p$  – расчетная ширина ремня;  $p$  – шаг многопрофильного ремня

*Fig. 1. The design and dimensions of the cross-section of the multi-profile V-belt:*  
 $H$  – height of the belt profile;  $w$  – width on a larger base;  $w_p$  – estimated belt width;  $p$  – pitch of the multi-profile belt

### Результаты и обсуждение

Расчет основных видов ременных передач, приведенный в работе [1], с некоторой корректировкой может быть рекомендован для расчета ре-

менных передач сельскохозяйственных машин. При этом коэффициент динамичности и режима работы  $C_p$  следует выбирать по табл. 2.

Типы машин и агрегатов сельхозмашин:

I – равномерно вращающиеся роторы, ленточные и цепочнопланчатые элеваторы, клавишные соломотрясы, шнековые питатели, подборщики стеблей, вентиляторы очистки, гидронасосы, погрузчики тюков, плющилки, свеклоподъемники;

II – мотовило, шнеки жаток, грохоты, гидростатическая передача, питающие транспортеры, легкие ротационные почвообрабатывающие органы; приводы ходовой части самоходных машин;

III – молотильные барабаны, режущие аппараты, измельчители стеблей, вентиляторы измельченной массы, прессы для соломы (сена), разбрасыватели удобрений, тяжелые грохоты и ротационные почвообрабатывающие органы.

Расчетную передаваемую мощность для многопрофильных ремней находят по формуле (1).

$$P_0 = PC_p, \text{ кВт}, \quad (1)$$

где  $P$  – номинальная передаваемая мощность, кВт.

Таблица 1

#### Размеры многопрофильных ремней по ТУ 38.1051998–91

Table 1. Dimensions of multi-profile belts according to TU 38.1051998–91

Обозначение сечения	Размер, мм				Площадь сечения $A$ , мм <sup>2</sup>	Масса 1 м длины $q$ , кг/м	Минимальный диаметр шкивов $d_{\min}$ , мм
	$w_p$	$w$	$e$	$T$			
R/HB	14,85	16,7	13	19,05	193	0,255	125
R/SPC	19	21,3	21	25,5	362	0,464	250

Таблица 2

#### Коэффициенты динамичности нагрузки и режима работы $C_p$ и перегрузки $K_{II}$

Table 2. Dynamic factors of load and mode of operation  $C_p$  and overload  $K_{II}$

Режим работы	Типы машин и агрегатов сельхозмашин	Характер нагрузки	$K_{II}$	Электродвигатель переменного и постоянного тока		Двигатель внутреннего сгорания			
				Число смен работы ремней					
				1	2	3	1	2	3
Легкий	I	Спокойная нагрузка; кратковременная перегрузка до 120 %	1,2	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5
Средний	II	Умеренные колебания; кратковременная перегрузка до 150 %	1,5	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Тяжелый	III	Значительные колебания; кратковременная перегрузка до 200 %	2,0	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7

Номинальную мощность, которую может передать один ремень (ручей) многопрофильного ремня, следует находить по модифицированным зависимостям, предложенным в работе [1]:

– для ремней R/НВ:

$$P_0 = Av \left[ 5,55 \left( \frac{L_p}{v} \right)^{0,09} - 6 \frac{w_p^{1,57}}{d_M K_u} - 1,42 \cdot 10^{-3} v^2 \right], \text{ кВт}; \quad (2)$$

– для ремней R/SPC:

$$P_0 = Av \left[ \left( 27,1 - \lg \frac{v}{L_p} \right) w_p^{-0,421} - 49 \frac{W_p}{d_M K_u} - 1,4 \cdot 10^{-3} v^2 \right], \text{ кВт}; \quad (3)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения одного ремня, мм<sup>2</sup>;  $v$  – скорость ремня, м/с;  $L_p$  – расчетная длина ремня, м;  $w_p$  – расчетная ширина ремня, мм;  $d_M$  – расчетный диаметр меньшего шкива, мм;  $K_u$  – коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах.

Коэффициент  $K_u$ , учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах, установленный на основе линейной гипотезы суммирования повреждений, для двух шкивной передаче согласно ISO может быть определен по формуле:

$$K_u = \frac{1}{2 \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{i-1}{2 \cdot i} \right)^{11,1} \right] \right\}^{0,09}} - 1. \quad (4)$$

Число комплектов многопрофильных ремней:	2–3	4–6	> 6
$C_z$ :	0,95	0,9	0,85

Рекомендуют следующие сочетания комплектов многопрофильных ремней:

Общее число ремней (ручей):	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
-----------------------------	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----

Комбинации комплектов:	6 или 3/3	3/4	4/4	5/4	5/5	4/3/4	4/4/4	4/5/4	5/4/5	5/5/5	4/4/4/4
------------------------	-----------	-----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------	-------	---------

Величину предварительного натяжения всего комплекта ремней определяют [2]:

– для передач с натяжением за счет упругости ремня:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (2,5 - C_\beta) PC'_p}{2vC_\beta} + Rqv^2, \text{ Н}, \quad (7)$$

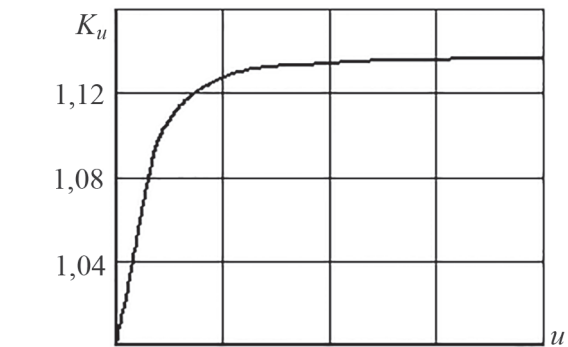


Рис. 2. Коэффициент, учитывающий разную степень изгиба на малом и большом шкивах для передачи с роликом  $K_u$

Fig. 2. Factor taking into account different degrees of bending on small and large pulleys for roller transmission  $K_u$

Для передач с натяжным или направляющим роликом, добавляющих лишней (иногда обратный) перегиб ремня, коэффициент  $K_u$  следует назначать по рис. 2. Кривая построена также с учетом линейной гипотезы суммирования повреждений [7]. В этом случае выражения (2) и (3) также потребуют корректировки, как это показано в работе [7].

Необходимое число ремней (ручей) многопрофильного ремня находят по формуле:

$$R' = P_p / P_0 \geq 2. \quad (5)$$

Если  $R' \geq 6$ , то необходимое число ручьев многопрофильного ремня уточняют по формуле (6) с округлением до целого числа в большую сторону:

$$R = R' / C_z, \quad (6)$$

где  $C_z$  – коэффициент, учитывающий число комплектов многопрофильных ремней.

– для передач с подпружиненными натяжными шкивами:

$$F_0 = \frac{10^3 \cdot (1,25 - C_\beta) PC'_p}{vC_\beta}, \quad (8)$$

где  $C_\beta = 1,25 \left( e^{\beta_{\min}/112} - 1 \right) / e^{\beta_{\min}/112}$  – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата;

$\beta_{\min}$  – минимальный угол обхвата рабочих шкивов передачи;  $C' = K_n / \varepsilon \geq 1$  – коэффициент, учитывающий кратковременные перегрузки [2];  $K_n$  – коэффициент перегрузки по табл. 2;  $\varepsilon = \psi_{\max} / \psi_0$  ( $\psi_{\max}$  и  $\psi_0$  – предельный и оптимальный коэффициенты тяги соответственно) – коэффициент запаса по тяговой способности. Для ремней в обертке  $\varepsilon = 1,2-1,25$  [2].

Уточненный расчет передач с подпружиненными натяжными роликами и проектирование натяжных устройств таких передач следует проводить по методике, предложенной в работе [8]. При этом необходимая величина предварительного натяжения ремня может быть значительно снижена, что положительно скажется на его ресурсе, без потери тяговой способности самой передачи [9, 10].

### Выводы

1. Показано, что требуют уточнения методики их расчета конструктивных особенностей и условий эксплуатации ременных передач сельскохозяйственных машин.

2. Величину номинальной мощности, которую может передать один ремень (ручей) многопрофильного ремня, целесообразно определять по предложенным модифицированным зависимостям.

3. Для передач с подпружиненными натяжными роликами величину предварительного натяжения ремня следует значительно уменьшить.

4. Необходимо откорректировать методики расчета клиноременных передач сельскохозяйственных машин применительно к различным способам натяжения ремней.

### Литература

1. Пронин Б.А., Баловнев Н.П., Жуков К.П. Ременные передачи. Машиностроение. Энциклопедия. Том IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 1995. С. 606–631.
2. Баловнев Н.П. Анализ методов расчета клиноременных передач // Агрегатирование и приводы сельскохозяйственных машин. М.: НПО ВИСХОМ, 1985. С. 60–71.
3. Флик Э.П., Баловнев Н.П., Вяткин А.А., Бассаман А.Е. Ускоренные испытания механических приводов зернокомбайнов на автономных стендах // Тракторы и сельхозмашины. 1987. № 9. С. 22–25.
4. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984, 266 с.

5. ГОСТ 1284.3–96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.
6. ТУ 38.105 1998–91. Ремни приводные клиновые зернокомбайнов «ДОН» и других сельскохозяйственных машин. Технические условия.
7. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы электроснабжения пассажирских вагонов // Тяжелое машиностроение. 2009. № С. 35–39.
8. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А. Расчет клиноременных передач сельхозмашин с автоматическим натяжением ремня // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 9. С. 39–41.
9. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности ременных передач с различными способами натяжения ремня // Известия московского государственного университета МАМИ. 2012. Т. 1. № 2 (14). С. 23–29.
10. Баловнев Н.П., Дмитриева Л.А., Семин И.Н. Результаты сравнительных испытаний клиноременных передач с различными способами натяжения ремней // Автомобильная промышленность. 2013. № 5. С. 19–21.

### Reference

1. Pronin B.A., Balovnev N.P., Zhukov K.P. Remennyye peredachi. Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. Tom IV-1. Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost' ku ost'. Treniye, iznos, smazka [Belt transmission. Mechanical engineering. Encyclopedia. Volume IV-1. Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1995, pp. 606–631.
2. Balovnev N.P. Analysis of methods for calculating V-belt transmissions. V sb. Agregatirovaniye i privody sel'skokhozyaystvennykh mashin. Moscow: NPO VISKHOM Publ., 1985, pp. 60–71 (in Russ.).
3. Flik E.P., Balovnev N.P., Vyatkin A.A., Bassaman A.E. Accelerated testing of mechanical drives of combine harvesters on autonomous test benches. Traktory i sel'khoz mashiny. 1987. No 9, pp. 22–25 (in Russ.).
4. Flik E.P. Mekhanicheskiye privody sel'skokhozyaystvennykh mashin [Mechanical drives of agricultural machinery]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1984, 266 p.
5. GOST 1284.3–96. Remni privodnyye klinovyye normal'nykh secheniy. Peredavayemye moshchnosti [Driving V-belts of normal cross-sections. The power transmitted].

6. TU 38.105 1998–91. Remni privodn-yye klinov-yye zernokombaynov «DON» i drugikh sel'skokhozyaystvennykh mashin. Tekhnicheskiye usloviya [Drive V-belts for DON grain combines and other agricultural machinery. Technical conditions].
7. Balovnev N.P., Vavilov P.G. Improvement of the individual power supply system for passenger carriage. Tyazheloye mashinostroyeniye. 2009. No, pp. 35–39 (in Russ.).
8. Balovnev N.P., Dmitriyeva L.A. Calculation of V-belt transmissions of agricultural machinery with automatic belt tension. Traktory i sel'khoz mashiny. 2014. No 9, pp. 39–41 (in Russ.).
9. Balovnev N.P., Dmitriyeva L.A., Semin I.N. Experimental evaluation of the traction capacity of belt drives with different methods of belt tension. Izvestiya moskovskogo gosudarstvennogo universiteta MAMI. 2012. Vol. 1. No 2 (14), pp. 23–29 (in Russ.).
10. Balovnev N.P., Dmitriyeva L.A., Semin I.N. Results of comparative tests of V-belt drives with different methods of belt tension. Avtomobil'naya promyshlennost'. 2013. No 5, pp. 19–21 (in Russ.).