

УДК 621.85.058:631.35

Ю.В. ЧУПРЫНИН, канд. техн. наук

заместитель заведующего отделом<sup>1</sup>

E-mail: y.chuprynin@mail.ru

О.В. РЕХЛИЦКИЙ

директор<sup>1</sup>

А.А. КАЛИНОВСКИЙ

инженер-конструктор<sup>1</sup><sup>1</sup>ОАО «Научно-технический центр комбайностроения», г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 25.04.2015.

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРЕДЕЛЬНОЙ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С РАЗЛИЧНЫМИ СПОСОБАМИ НАТЯЖЕНИЯ РЕМНЯ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

*Приведено для клиноременной передачи математическое описание зависимости окружной силы от силы предварительного натяжения ремня и от других параметров для двух различных схем натяжения ремня: жесткого натяжения за счет упругости элементов привода и натяжения ремня подпружиненным шкивом. Проведен сравнительный анализ влияния силы предварительного натяжения и других параметров на величину критической окружной силы для двух рассмотренных схем натяжения ремня. Сформулированы отличительные особенности и преимущества различных схем натяжения.*

**Ключевые слова:** ремень, клиноременная передача, окружная сила, сила предварительного натяжения, коэффициент трения, угол канавки шкива, угол обхвата шкива

**Введение.** Клиноременные передачи нашли широкое применение в сельскохозяйственном машиностроении. Это связано с такими основными особенностями, как высокий КПД, неприхотливость к условиям работы, широкий типоразмерный ряд изготавливаемых ремней, возможность произвольного взаимного расположения соединяемых валов и многое другое. Для работоспособности клиноременной передачи очень важно обеспечить гарантированный запас по буксованию ремня во всем диапазоне передаваемых нагрузок. Запас по буксованию ремня зависит от силы предварительного натяжения и способа натяжения ремня. В конструкции клиноременных передач применяется пять основных способов натяжения ремня [6]: 1 — ПНР — постоянное натяжение рабочего шкива; 2 — НУ — Натяжение за счет сил упругости ремня и деталей передачи; 3 — СНШ — самонатяжение с помощью натяжного шкива, обеспечивающего постоянство растягивающего усилия ведомой ветви; 4 — СРМ — самонатяжение за счет реактивного момента от передаваемой нагрузки; 5 — СПД — самонатяжение за счет поворота подвижного диска, совершающего винтовое движение. Способ натяжения ПНР применяется в основном на стационарных установках, математическое описание этого способа аналогично способу НУ. СРМ есть смысл применять

при установке ведомого шкива на редуктор, имеющий опору качания, что само по себе встречается крайне редко. При этом подбираются такие параметры системы, чтобы по буксованию ремня имелась положительная обратная связь, что гарантированно исключает буксование. СПД применяется только в конструкции клиноременных вариаторов. В основном на сельскохозяйственных машинах в конструкции клиноременных передач применяются два способа натяжения ремня — НУ и СНШ. В силу всего вышеизложенного при проведении сравнительного анализа в данной работе ограничимся рассмотрением этих двух способов натяжения ремня.

**Постановка задачи.** Гарантированный запас по буксованию ремня необходимо обеспечить и для уменьшения скольжения при передаче номинальной нагрузки и для исключения одновременного выхода из строя ремня при возникающих перегрузках.

В технической литературе широко освещено математическое описание клиноременных передач. В основном приводится описание передач со способом натяжения НУ [1], широко описаны различные конструкции клиноременных вариаторов [2], проводится сравнение клиноременных передач с другими типами передач трением [3]. Существует большое количество учебных пособий, где подробно описаны основные принципы проекти-

рования и оценки работоспособности ременных передач [4, 5]. Широко освещены в литературе различные способы натяжения ремня [6] и различные типы применяемых ремней [7]. Освещены так же в литературе и особенности тяговых свойств клиноременных передач в сравнении с другими фрикционными передачами [8, 9].

На сегодняшний день в специальной технической литературе отсутствует достаточно адекватная методика расчета долговечности ремня. В основном при проектировании клиноременной передачи проводят расчет мощности по несущей способности ремня, который осуществляется по таблицам мощности, приведенным в каталогах изготовителя ремня. Эта мощность характеризует номинальную тяговую способность ременной передачи, запас по величине этой мощности напрямую связан с ресурсом ремня. Но при этом должен быть обеспечен гарантированный запас по буксованию ремня при кратковременных перегрузках, возникающих при эксплуатации сельскохозяйственных машин, как на переходных режимах, так и при выполнении технологического процесса.

Запас по буксованию ремня напрямую связан с усилием предварительного натяжения. Но и мощность по несущей способности ремня, а, следовательно, и ресурс так же зависят от величины предварительного натяжения. Причем чем больше предварительное натяжение, тем меньше ресурс. Так по данным литературы [2] при уменьшении начального натяжения на 50 % долговечность ремней увеличивается в несколько раз. Увеличение количества перегибов ремня в контуре так же приводит к снижению ресурса. Однако по данным литературы [6] это ограничение актуально только для ремней высокого сечения. На сегодняшний день на сельскохозяйственных машинах в основном применяются ремни сечения НВ, которые не являются высокими и для них количество перегибов является менее чувствительным для ресурса, чем излишнее предварительное натяжение. Именно поэтому гарантированное обеспечение отсутствия буксования при одновременной минимизации предварительного натяжения является важной задачей, решаемой при проектировании ременной передачи.

На сегодняшний день в технической литературе отсутствует подробное математическое описание для вычисления предельной тяговой силы, после которой наступает гарантированное буксование ремня для всех способов натяжения, вскрывающее механизм влияния параметров ременной передачи и иллюстрирующее степень влияния этих параметров на буксование. Таким образом, разработка математического описания для основных, применяемых в сельскохозяйственном машиностроении, способов натяжения ремня, выявление и иллюстрация влияния различных параметров на буксование является актуальной задачей.

**Математическая модель.** Клиноременная передача с жестким натяжением ремня типа НУ. Движение ремня по шкиву сопровождается упругим скольжением. Такой характер движения определяет основные особенности работы передачи. Причину этого явления можно понять из рассмотрения деформации упругого ремня на заторможенном шкиве (рисунок 1). Предположим, что к одному концу ремня приложена сила  $F_1$ , к другому  $F_2$ .

Полезная нагрузка (окружная сила)  $F_t$  передачи, развиваемая в основном за счет сил трения на дуге обхвата  $\alpha_c$ , определяется выражением (1).

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d_1}, \quad (1)$$

где  $M_{кр}$  — крутящий момент, передаваемый передачей;  $d_1$  — диаметр ведущего шкива.

Для передач, в которых скорость ремня не превышает 10 м/с, силу инерции обычно не учитывают, и тогда соотношение между силами в ветвях может быть описано формулой Л. Эйлера в виде выражения (2).

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f^* \alpha_c} = q; \quad (2)$$

$$f^* = \frac{f}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)}, \quad (3)$$

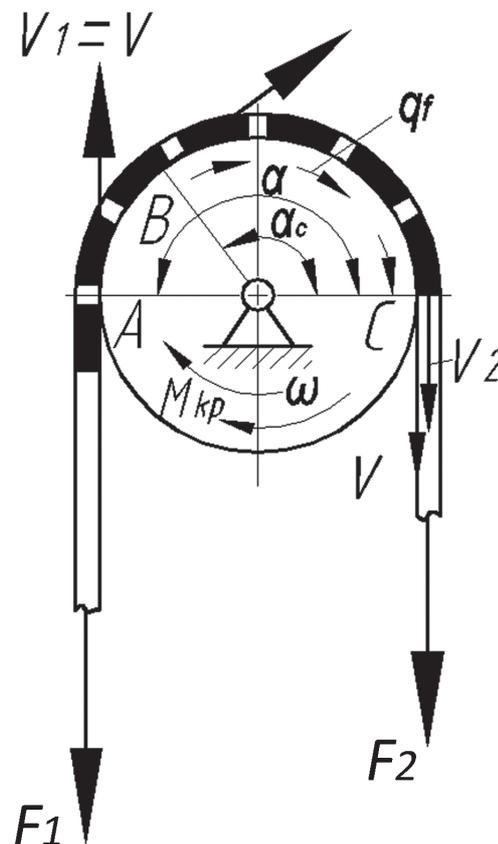


Рисунок 1 — Схема деформаций ремня на шкиве

где  $f^*$  — приведенный коэффициент трения;  $f$  — физический коэффициент трения ремня по шкиву;  $\varphi$  — угол канавки шкива.

С учетом соотношений (1) и (2) силы в ветвях можно определить следующим образом:

$$F_1 = \frac{q}{q-1} \cdot Ft; \quad F_2 = F_1 - Ft. \quad (4)$$

Силу начального натяжения ветвей передачи  $F_0$  можно приближенно связать с силами в ветвях, если пренебречь силами инерции и учесть, что при приложении внешней нагрузки удлинение ведущей ветви равно сокращению длины ведомой ветви, т. е.

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot Ft; \quad F_2 = F_0 - 0,5 \cdot Ft. \quad (5)$$

Тогда с учетом (4) и (5) требуемую силу натяжения  $F_0^{треб}$  для реализации заданной окружной силы  $Ft$  можно найти из выражения (6).

$$F_0^{треб} = 0,5 \cdot \left( \frac{q+1}{q-1} \right) \cdot Ft. \quad (6)$$

Критическую величину окружной силы  $Ft^{крит}$ , после превышения которой наступает буксование ремня, можно определить из выражения (7).

$$Ft^{крит} = 2 \cdot \left( \frac{q-1}{q+1} \right) \cdot F_0. \quad (7)$$

При определении требуемой силы натяжения  $F_0^{треб}$  и критической окружной силы  $Ft^{крит}$  для определения величины  $q$  из выражения (2) необходимо принять, что скольжение в критических условиях, предшествующих срыву ремня распространяется на всю дугу обхвата шкива ремнем, т. е. принять, что  $\alpha_c = \alpha$ .

*Клиноременная передача с натяжением шкивом типа СНШ.* Если для натяжения ремня в передаче используется подпружиненный шкив (рисунок 2), то приведенные аналитические зависимости примут несколько иной вид.

В передаче с такой схемой подпружиненный шкив всегда создает в ведомой ветви силу предварительного натяжения  $F_0$  не зависимо от величины окружной силы  $Ft$ , передаваемой ремнем. Поэтому выражения (5), определяющие величину сил в ветвях для этого типа натяжения примут другой вид (8).

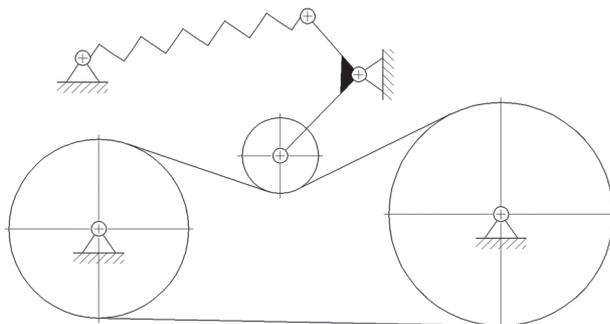


Рисунок 2 — Схема передачи с натяжением ремня подпружиненным шкивом

$$F_1 = Ft + F_0; \quad F_2 = F_0. \quad (8)$$

Тогда с учетом (4) и (8) требуемую силу натяжения  $F_0^{треб}$  для реализации заданной окружной силы  $Ft$  для этой схемы можно найти из выражения (9).

$$F_0^{треб} = \left( \frac{1}{q-1} \right) \cdot Ft. \quad (9)$$

Критическую величину окружной силы  $Ft^{крит}$ , после превышения которой наступает буксование для этой схемы, можно определить из выражения (10).

$$Ft^{крит} = (q-1) \cdot F_0. \quad (10)$$

Если проанализировать выражения (6), (7) и сравнить их с выражениями (9), (10), можно заметить существенную разницу. В выражениях (6), (7) величины определяемых требуемой силы натяжения и критической окружной силы при росте величины  $q$  стремятся к конкретному пределу, в выражениях (9), (10) величины этих сил имеют экспоненциальную зависимость от параметра  $q$ . При росте  $q$  требуемая сила предварительного натяжения стремится к нулю, а критическая окружная сила неограниченно растёт.

На рисунке 3 показаны зависимости критической окружной силы от силы предварительного натяжения для различных схем при среднем значении коэффициента трения  $f = 0,3$ , среднем значении угла канавки шкива для стандартных клиноременных передач  $\varphi = 40^\circ$  и для угла обхвата шкива  $180^\circ$ .

Из рисунка 3 видно, что даже при средних величинах коэффициента трения и угла канавки шкива для схемы натяжения ремня подпружиненным шкивом для обеспечения заданной окружной силы требуется создание гораздо меньшей силы предварительного натяжения. Для этих условий при одной и той же величине силы предварительного натяжения величина критической окружной

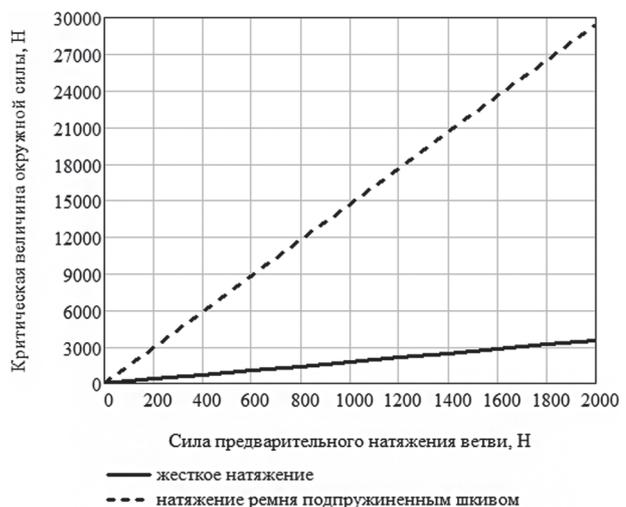


Рисунок 3 — Графики зависимости величины критической окружной силы от силы предварительного натяжения для различных схем

силы будет на порядок больше для схемы с подпружиненным шкивом.

Теперь проведем анализ влияния остальных параметров на соотношение критической окружной силы и силы предварительного натяжения для двух разных схем.

На рисунке 4 показаны зависимости величины критической окружной силы от величины физического коэффициента трения ремня по шкиву для различных схем натяжения ременной передачи, на рисунке 5 от угла канавки шкива, на рисунке 6 от угла обхвата шкива.

Как видно из рисунков 4, 5 и 6, величина критической окружной силы для жесткой схемы натяжения ремня имеет слабую зависимость от указанных выше параметров, а для схемы с натяжением подпружиненным шкивом имеет экспоненциальную характеристику.

Несмотря на то, что в соответствии с приведенными выше аналитическими выражениями для схемы с натяжением подпружиненным шкивом для критической окружной силы отсутствует положительная обратная связь, как показывает практика, для большинства реально работающих клиноременных пере-

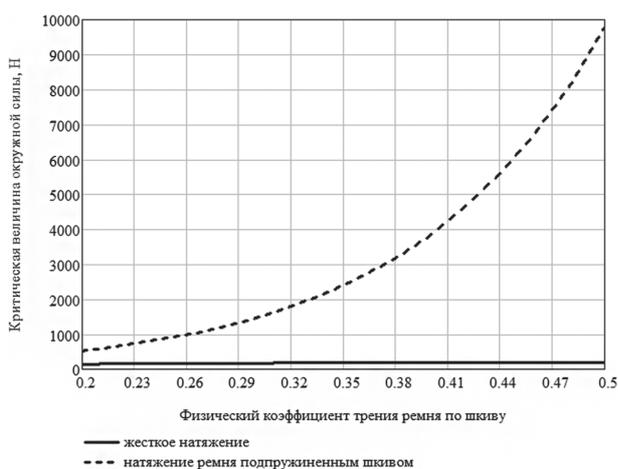


Рисунок 4 — Графики зависимости величины критической окружной силы от величины физического коэффициента трения ремня по шкиву для различных схем

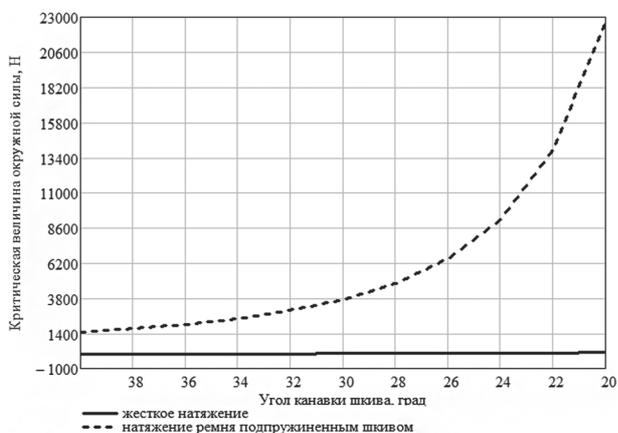


Рисунок 5 — Графики зависимости величины критической окружной силы от величины угла канавки шкива для различных схем

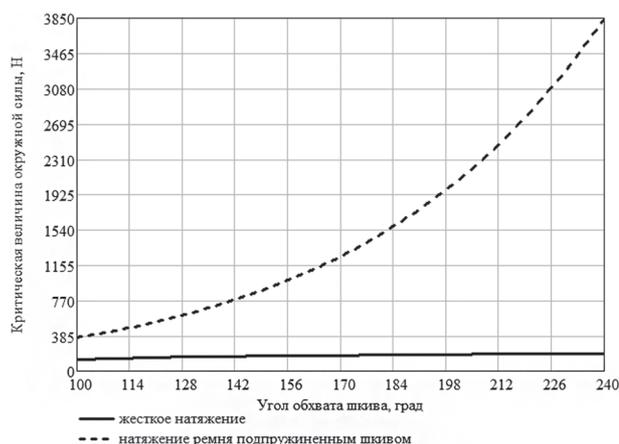


Рисунок 6 — Графики зависимости величины критической окружной силы от величины угла обхвата шкива для различных схем

дач с пружинным натяжением довести ремень до буксования является не реальным. Это связано с тем, что величина критической окружной силы, как правило, превышает разрывную силу ремня.

Как показывают расчеты мощности, за счет меньшей величины потребной силы предварительного натяжения для передачи с пружинным натяжением расчетная величина мощности по несущей способности ремня примерно в 2 раза больше, чем для схемы с жестким натяжением, что существенно.

Количество применяемых клиноременных передач на сельскохозяйственных машинах исчисляется десятками: зерноуборочный комбайн — 20...30 шт., кормоуборочный комбайн — 10...15 шт. И благодаря перечисленным преимуществам на сельскохозяйственных машинах преобладающее большинство передач выполнены по схеме со способом натяжения СНШ.

В автомобильной технике применяется меньшее количество клиноременных передач. Это привод навесных агрегатов двигателя, таких как генератор, компрессор кондиционера и насос гидроусилителя, на некоторых автомобилях привод вентилятора, всего 1...4 передачи. Ранее все эти передачи в автомобилях имели способ натяжения НУ. В последнее время и в автомобильной технике появилась тенденция перехода на способ СНШ. Причем, несмотря на то, что сегодня это уже, как правило, одна передача с поликлиновым ремнем, охватывающая одновременно приводные шкивы всех агрегатов и имеющая гораздо большее количество перегибов, ресурс ремня с применением СНШ возрос по информации заводов изготовителей автомобильной техники с 10...20 тыс. км до 80...120 тыс. км.

**Заключение.** Приведенное в работе математическое описание и иллюстрация влияния параметров на буксование ремня позволяет эффективно подбирать параметры клиноременной передачи на этапе ее проектирования обеспечи-

вая гарантированное отсутствие буксования с одновременной минимизацией предварительного натяжения ремня.

Схема натяжения ремня подпружиненным шкивом СНШ по сравнению со схемой жесткого натяжения НУ имеет ряд неоспоримых преимуществ.

При одних и тех же параметрах передачи для схемы с пружинным натяжением обеспечение одной и той же тяговой способности требует создания гораздо меньшей силы предварительного натяжения, например, для средних значений параметров  $f = 0.3$ ,  $\varphi = 40^\circ$ ,  $\alpha_c = 180^\circ$ , величина потребной силы предварительного натяжения на порядок меньше.

Для схемы с натяжением подпружиненным шкивом путем изменения параметров можно оказывать эффективное влияние на величину критической окружной силы, так как зависимости силы от параметров для этой схемы имеют экспоненциальный характер.

Доля полезного напряжения в ремне от действия окружной силы для схемы с натяжением подпружиненным шкивом гораздо выше, чем для жесткой схемы, что позволяет увеличить передаваемую мощность по несущей способности ремня для одного и того же ремня примерно в два раза, что существенно.

Необходимо отметить, что, именно благодаря всем выше перечисленным преимуществам, доля клиноременных передач с натяжением ремня подпружиненным шкивом в общей массе клиноременных передач на сельскохозяйственных машинах составляет 90...95 %.

#### Список литературы

1. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1988. — 368 с.
2. Пронин, Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. — М.: Машиностроение, 1980. — 320 с.
3. Андреев, А.В. Передачи трением / А.В. Андреев. — М.: Машгиз, 1963. — 110 с.
4. Коновалов, А.Б. Ременные передачи: учеб. пособие / А.Б. Коновалов, В.М. Гребенникова. — СПб.: СПбГТУРП, 2011. — 106 с.
5. Воробьев, И.И. Ременные передачи / И.И. Воробьев. — М.: Машиностроение, 1979. — 168 с.
6. Методы проектирования и расчета клиноременных передач и вариаторов сельхозмашин / Р.С. Галаджев [и др.]. — Ростов-на Дону: РИСХМ СНИЛ, 1987. — 64 с.
7. Флик, Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин / Э.П. Флик. — М.: Машиностроение, 1984. — 272 с.
8. Виравов, Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач / Р.В. Виравов. — М.: Машиностроение, 1982. — 263 с.
9. Виравов, Р.В. Тяговые свойства клиноременной передачи / Р.В. Виравов, С.И. Чепурной // Вестн. машиностроения. — 1981. — № 4. — С. 20–27.

CHUPRYNIN Yuriy V., Cand. Techn. Sc.

Deputy Manager Department<sup>1</sup>

E-mail: y.chuprynin@mail.ru

REKHLITSKI Oleg V.

Director<sup>1</sup>

KALINOVSKI Alexandr A.

Engineer-Designer<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Scientific and Technical Center of Combine Engineering, Gomel, Republic of Belarus

Received 25 April 2015.

## THE COMPARATIVE ANALYSIS OF THE EXTREME HAULING ABILITY OF THE V-BELT DRIVES WITH DIFFERENT METHODS OF THE BELT TENSION USED IN AGRICULTURAL ENGINEERING

*We give a mathematical description of the peripheral force in dependence on the belt pretension force and from other parameters for two various belt tension diagrams in a V-belt drive: a rigid tension at the expense of the drive components elasticity and a belt tension by a spring pulley. We made a comparative analysis of belt pretension effect force and other parameters per a magnitude of critical peripheral force for two observed diagrams of the belt tension. Distinctive features and advantages of various diagrams of the tension are formulated here.*

**Keywords:** belt, V-belt drive, peripheral force, tension preload, angle of groove, angle of wrap

## References

1. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine elements]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 368 p.
2. Pronin B.A., Revkov G.A. *Besstuppenchatye klinoremennye i friktsionnye peredachi (variatory)* [Stepless and wedge-belt friction transmissions (variators)]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 320 p.
3. Andreev A.V. *Peredachi treniem* [Transmissions by friction]. Moscow, Mashgiz, 1963. 110 p.
4. Konovalov A.B., Grebennikova V.M. *Remennye peredachi: uchebnoe posobie* [Belt transmissions: tutorial]. SPb, SPbGTURP, 2011. 106 p.
5. Vorobev I.I. *Remennye peredachi* [Belt transmissions]. Moscow, Mashinostroenie, 1979. 168 p.
6. Galadzhiev R.S., Meshcheryakov I.S., Troyanova G.P., Kharkova E.A. *Metody proektirovaniya i rascheta klinoremennykh peredach i variatorov selkhoz mashin* [Methods of designing and calculation of V-belt transmissions and variators of farm equipment]. Rostov-na Donu, RISKHM SNIL, 1987. 64 p.
7. Flik E.P. *Mekhanicheskie privody selskokhozyaystvennykh mashin* [Mechanical drives of farming machinery]. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 272 p.
8. Virabov R.V. *Tyagovye svoystva friktsionnykh peredach* [Traction characteristics of friction transmissions]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 263 p.
9. Virabov R.V., Chepurnoy R.V. *Tyagovye svoystva klinoremennoy peredachi* [Traction characteristics of V-belt drives]. *Vestnik mashinostroeniya* [Bulletin of mechanical engineering], 1981, no. 4, pp. 20–27.