

ПОКАЗАТЕЛИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РЕСУРСА ВАРИАТОРОВ ЗЕРНУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

Кухтов В.Г., д. т. н., проф., Лысенко С.В., ст. преп.,
Кулиш А.В., магистрант, Подзолков А.Ю., студент

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

В статье изложены принципы взаимодействия вариаторного ремня со шкивом, осевых силах возникающих на шкивах при регулировании передаточного числа.

Постановка проблемы. Возрастающие потребности современного рынка и жесткая конкуренция заставляет предприятия – производители уделять большое внимание вопросам обеспечения надежности выпускаемых образцов зерноуборочной техники.

При проектировании новых конструкций и обеспечение требуемого уровня надежности машин невозможно без поиска решений, позволяющих повысить работоспособность ресурсоопределяющих элементов конструкции. При решении задач о ресурсе необходимо учитывать снижение металлоемкости, что достигается усложнением конструкторских решений, применение новых технологий и материалов с более высокими прочностными характеристиками, новых покрытий и горюче – смазочных материалов, решить вопрос о величине наработки до которой целесообразно эксплуатировать каждый конструктивный элемент [1].

Анализ последних исследований и публикаций. Надежность вариаторов во многом определяется их техническим состоянием. Совершенствуются приводы механизмов комбайнов, в частности простые механические передачи. Повышение быстроходности, надежности, бесшумности, минимальные габариты обусловило дальнейшее развитие механических передач. На такие передачи, особенно клиноременные вариаторы, возлагаются функции касающиеся обеспечения возможностей снижения габаритов, повышения нагрузочной способности, увеличения ресурса.

Целью данной работы является поиск решений по обеспечению ресурса вариаторов на основе анализа результатов исследований взаимодействия вариаторного ремня со шкивом и осевых силах возникающих на шкивах при регулировании передаточного числа.

Содержание исследования. Функциональными характеристиками клиноременных передач является тяговая способность, к.п.д. передачи и

долговечность ремня.

При нагружении передачи натяжение ведущей ветви увеличивается до F_1 , в ведомой уменьшается до F_2 (рис. 1). Возникающее при этом скольжение, называемое упругим, происходит лишь на части дуги обхвата — дуге скольжения α_c (рис. 1); в месте набегания на дуге покоя (сцепления) α_n ремень движется со шкивом без скольжения.

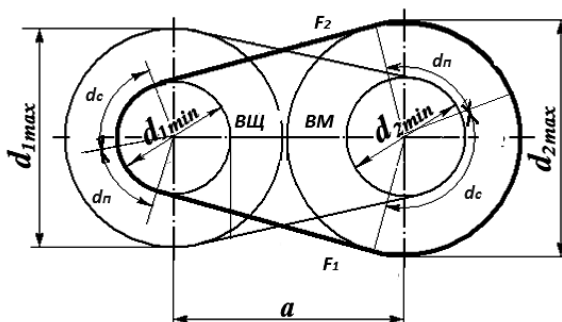


Рис.1. Положение дуг покоя (сцепления) α_n и скольжения α_c

Для рассмотрения взаимодействия ремня со шкивом угол обхвата α можно разделить на следующие участки рис.2,а:

начальную часть дуги сцепления α_n - дугу входа α_n^1 с радиальным перемещением элементов ремня в результате его сжатия при входе в канавку, (рис.2,б);

вторую часть α_n^2 дуги сцепления без какого-либо перемещения ремня по шкиву;

основную часть α_c^1 дуги скольжения α_c с тангенциальным скольжением и непрерывно изменяющимся натяжением ремня;

конечную часть дуги скольжения — дугу выхода α_n^2 , на которой имеет место тангенциальное скольжение и перемещение ремня от центра шкива.

Тяговая способность определяется преимущественно взаимодействием ремня со шкивом на дугах скольжения, где на каждый элемент ремня действуют натяжения F и $F + dF$, нормальные силы dF_n со стороны шкива и центробежная сила dQ_l . На дуге скольжения ведомого шкива на элементе $abcd$ (см. рис. 2, а, в) сила трения fdF_n направлена на рабочей поверхности под углом β к касательной.

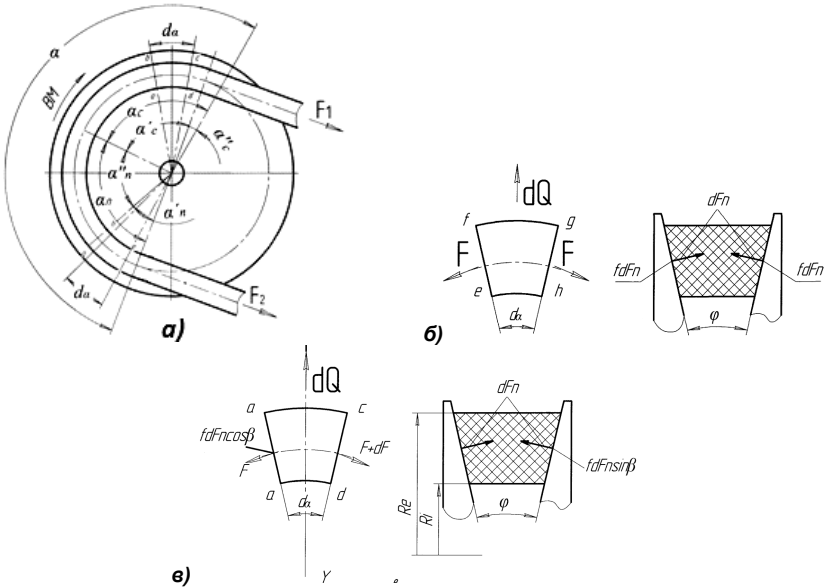


Рис.2. Схема взаимодействия ремня с ведомым шкивом: **a** - положение дуг сцепления α_n и скольжения α_c ; **б** – усилия на элемент ремня на дуге покоя (сцепления) α_n ; **в** – усилия на элемент ремня на дуге скольжения α_c .

Поскольку расчет ременных передач по тяговой способности основан на использовании кривой скольжения и коэффициента тяги, то предварительно дадим пояснения сути этих терминов

Под коэффициентом тяги φ принято считать отношение силы тяги F_t , ременной передачи к удвоенному начальному натяжению F_0 ветви ремня

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_t}{(F_1 + F_2)}.$$

Коэффициентом тяги можно выразить через тяговый фактор $e^{fa_{ck}}$

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{e^{fa_{ck}} + 1}{e^{fa_{ck}} - 1} \quad (1)$$

где e – основание натурального логарифма ($e=2,71828$);

f – коэффициент сцепления(трения) ремня по контактирующей поверхности шкива;

a_{ck} - дуга (в радианах) упругого скольжения ремня по шкиву.

На рис.3 в координатах: коэффициент тяги - относительное скольжение ξ (в %) определены кривые скольжения ξ и к.п.д. η клиноременной передачи.

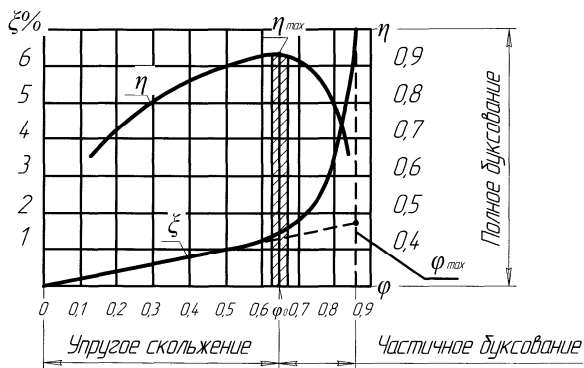


Рис.3. Зависимость коэффициентов относительного скольжения ξ

$$\text{и КПД } \eta \text{ от коэффициента тяги } \varphi = \frac{F_t}{2F_0}.$$

Из анализа кривой ξ видно, что до значения $\varphi \leq \varphi_0$ называемого критическим (оно же и оптимальное), четко прослеживается упругое скольжение ремня по линейной зависимости ξ от φ . На этом же рис.3 представлена кривая η - зависимость к.п.д. от нагрузки, т.е. от коэффициента тяги φ . Запас силы тяги ременной передачи (РП) при неизменном

начальном натяжении F_0 оценивается отношением $\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0} = \beta$. Эксплуа-

тировать РП целесообразно в зоне оптимального значения коэффициента тяги (заштрихованная зона на рис.3). В этом случае наибольшая часть предварительного натяжения ремня используется полезно для создания силы тяги F_t и наименьшие будут потери в передачи к.п.д. $\eta_{\max} \cdot [2]$.

В клиноременных вариаторах комбайнов необходимое натяжение ветвей ремня создается осевым воздействием пружин и нажимных устройств гидравлического типа. Поэтому для обеспечения работоспособности вариатора и его расчета необходимо определить осевые силы. Осевая сила, действующая на элемент $abcd$ ремня на дуге скольжения ведомого шкива, будет (см. рис. 2, в)

$$dF_x = dF_n \left(\cos \frac{\varphi}{2} - f \sin \beta \sin \frac{\varphi}{2} \right) \quad (2)$$

Полная осевая сила на ведущем шкиве

$$F_{x1} = \frac{F_t}{2zf} \cos \frac{\varphi}{2} + \frac{F_1 - F_u}{2z} \left[\frac{\dot{a}_{n1}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2}\right)} + \frac{\ddot{a}_{n1}}{\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}} \right] \quad (3)$$

и на ведомом

$$F_{x2} = \frac{F_t}{2zft} \left(\cos \frac{\varphi}{2} - f_r \sin \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{2_1 - F_u}{2z} \left[\frac{\dot{a}_{n2}}{\operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2} + \rho\right)} + \frac{\ddot{a}_{n2}}{\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}} \right] \quad (4)$$

Кроме того, в процессе перемещения дисков дополнительно возникают сила трения на шлицах F_{u1} , за счет передаваемого момента и сила трения на валу F_e в результате действия защемляющего момента от несимметричности приложения осевой силы F_x и от натяжений ветвей ремня — силы, действующей на вал F_a , определяемой по формуле (5).

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} + 2F_1F_2 \cos(180 - \alpha) - (1 - K)F_u \sin \frac{\varphi}{2} \quad (5)$$

При нагружении подвижного диска по схеме рис.4 реакции на кромках ступицы

$$R_1 = \frac{F_x a + 0,5F_a b}{l} \quad u R_2 = R_1 - 0,5F_a,$$

где a и b — координаты центра приложения равнодействующей элементарных сил на рабочей поверхности.

Общая сила трения при перемещении диска

$$F_{mp} = F_{u1} + F_e = \left(\frac{2M}{d_b} + R_1 + R_2 \right) f_e \quad (6)$$

Приближенно можно принять, что силы F_x и F_a приложены в центре тяжести дуги обхвата.

Сила трения F_{mp} при сближении дисков суммируется с осевой силой со стороны ремня на диск, при раздвижении дисков — вычитается из нее. При воздействии на данный шкив пружины в первом случае за счет силы трения осевое нажатие на ремень уменьшается, во втором — увеличивается [3].

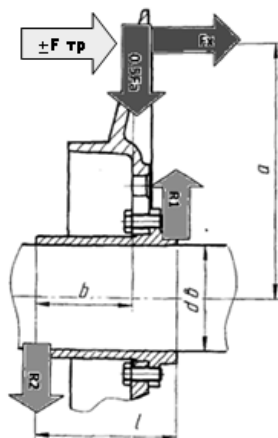


Рис.4. Схема усилий, действующих на подвижный диск

Выводы:

- проанализированы принципы взаимодействия вариаторного ремня со шкивом при изменении передаточного числа;
- определены осевые силы, используемые в скоростных и силовых режимах работы вариаторов;
- рассмотрены пути обеспечения долговечности ремня вариатора.
- для продления срока эксплуатации деталей вариаторов меры должны быть направлены на разработку рациональных конструкций деталей сопряжений, изыскание материалов и видов обработки для их изготовления и подбор соответствующих сортов смазки для применения в эксплуатации.

Список использованных источников

1. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов. Харьков: РИО ХНАДУ, 2004. - 292 с.
2. Кухтов В.Г., Лысенко С.В. Обеспечение работоспособности вариаторов зерноуборочных комбайнов. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Випуск 128. Проблеми надійності та засобів механізації сільськогосподарського виробництва. 2012, - 49 с.
3. Кухтов В.Г., Лысенко С.В. Самарин А.Е. Расчетные исследования на грузок клиноременного вариатора. Матеріали 4-ї Всеукраїнської науково – практичної конференції. СЕУТТОО -2013. Херсон., 2013, 184 с.

Анотація

ПОКАЗНИКИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕСУРСУ ВАРІАТОРІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Кухтов В.Г., Лисенко С.В., Куліш А.В., Подзолков А.Ю.

В статті розглянуті принципи взаємодії пасів варіатора зі шківками, осьових силах що виникають в варіаторах комбайнів при регулюванні передаточного числа.

Abstrakt

INDEXES OF PROVIDING OF RESOURCE OF VARIATIONS COMBINE HARVESTERS

V. Khuhtov., S. Lysenko., A. Kulich, A. Podzolkov

In the article principles of co-operation of the CVT belt are expounded with a pulley, axial forces of arising up on pulley at adjusting of gear-ratio.