

УДК 621.867 (85.05)

**А.В. Богомолов, профессор, д-р техн. наук,  
В.А. Белостоцкий, доцент, канд. техн. наук,  
И.М. Лукьянов, ст. преподаватель**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко  
ул. Артема 44, г. Харьков, Украина, 61002*

*E-mail: Khstua@lin.com.ua*

## **ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ ПРИВОДНЫХ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНЫХ НОРИЙ - ЭЛЕВАТОРОВ**

*Предложен метод определения тяговой способности приводных барабанов ленточных норий – элеваторов с применением программного комплекса ANSYS для решения контактных задач с учетом трения и с использованием результатов опытных испытаний ременных передач.*

**Ключевые слова:** *нория, приводной барабан, коэффициент тяги, дуга скольжения, дуга покоя, буксование ленты.*

С развитием современных транспортных потоков возрастают и требования к нориям (вертикальным ковшевым элеваторам). Актуальным становится вопрос о более точном соответствии норий производительности всего транспортного потока в целом, что ставит перед производителем вопрос о сохранении производительности норий при снижении цены. Сфера использования норий достаточно широка: добывающая промышленность, сельское хозяйство, погрузочно-разгрузочные работы в портах и непосредственно на судах.

Цель – разработка метода определения тяговой способности норий на этапе проектирования. Одним из факторов, обеспечивающим высокую производительность норий, является максимально возможная загрузка рабочей ветви. Это позволяет снизить скорость движения ленты с ковшами и соответственно обеспечить для зерновых норий минимальное повреждение зерна, как следствие, сохранение его технологических (мукомольных и хлебопекарных) качеств, пищевую и кормовую ценность, всхожесть семян и качество хранения, а также снизить динамические нагрузки и износ рабочих элементов.

Необходимая большая тяговая сила  $F_t$  на приводном барабане обеспечивается предварительным натяжением  $F_0$ , которое для норий должно быть оптимальным, так как чрезмерное натяжение значительно снижает прочность ленты, а при недостаточном – возможна ее пробуксовка. Однако до настоящего времени фактически отсутствует научно обоснованное определение тяговой способности приводных барабанов ленточных норий, которые фактически представляют собой вертикальную, частично самонатягивающуюся (за счет силы тяжести ветвей) плоскоремennую передачу, у которой усилие на сбегавшей ветви  $F_2$  равно усилию предварительного натяжения  $F_0$ .

В существующей практике расчета ленточных норий усилие предварительного натяжения ( $F_2 = F_0$ ) определяется как сумма силы тяжести холостой ветви и натяжения в точке набегания ленты на натяжной барабан, которое задают в пределах 500-2000 Н [1] или вычисляется по эмпирическим зависимостям [2]  $F_2 \geq 1,15 \cdot H \cdot q_X$ , где  $q_X$  – погонная масса холостой ветви;  $H$  – высота подъема груза. Отсутствие буксования проверяется по известной зависимости Эйлера в виде

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha \mu}, \quad (1)$$

где  $F_1$  и  $F_2$  – натяжения соответственно в рабочей и холостой ветви;  $\alpha$  – угол обхвата;  $\mu$  – коэффициент трения ленты по приводному барабану.

Помимо того, что указанные методы не дают точного значения  $F_2$ , и сама формула Эйлера для гибкой нерастяжимой нити не позволяет с достаточной точностью определить начало буксования упругой ленты с конкретными параметрами.

Как известно из опыта эксплуатации плоскоремennых передач, начало буксования наступает раньше, чем это определяет формула Эйлера, так как тяговое усилие развивается не по всей дуге обхвата  $\alpha$ , а лишь на дуге скольжения, которая меньше дуги обхвата. Поэтому допускаемая нагрузка ременной передачи характеризуется коэффициентом тяги  $\varphi$ , устанавливающего соотношения между предварительным натяжением  $F_0$  и тяговой силой  $F_t$  в виде

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (2)$$

Значение коэффициента тяги определяют по экспериментальным кривым скольжения, представляющими зависимость коэффициента тяги  $\varphi$  (степени нагружения передачи) от относительного

коэффициента упругого скольжения  $\varepsilon$ , характеризующего относительное падение скорости  $v_2$  на холостой ветви сравнительно со скоростью  $v_1$  на рабочей ветви (рисунок 1).

Зона от рабочего коэффициента  $\varphi_0$  до критического  $\varphi_k$  является рабочей зоной упругого скольжения, зона от  $\varphi_k$  до  $\varphi_{\max}$  – зона частичного буксования, зона за  $\varphi_{\max}$  – зона полного буксования. Для прорезиненных ремней отношение  $\varphi_{\max}/\varphi_k = 1,15 \dots 1,3$  [3]. Значение  $\varphi_0$  рекомендуется брать как можно ближе к  $\varphi_k$  и слева от него, что соответствует максимальному КПД передачи. В справочной литературе значение  $\varphi_k$  для плоских прорезиненных ремней задаются в пределах  $0,4 \dots 0,6$ .

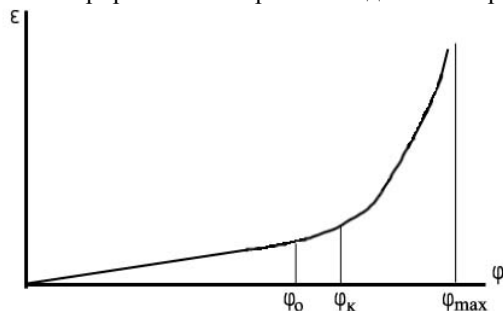


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента тяги  $\varphi$  от относительного скольжения  $\varepsilon$

Для тяговых конвейерных прорезиненных и синтетических ремней и лент кривые скольжения в литературе отсутствуют и, соответственно, отсутствуют значения коэффициентов тяги.

*Цель настоящей работы* – определение коэффициентов тяги для вертикальных норий путем исследования упругих перемещений в ленте с помощью пакета прикладных программ «ANSYS», в части решения контактных задач с учетом трения. Для этого достаточно рассмотреть процесс изменения перемещений в ленте при статической нагрузке и при устойчивом вращательном движении барабана в плоской постановке задачи.

**Описание модели.** Схема приводного барабана с упругой лентой при неподвижном барабане приведена на рисунке 2, а. Под действием силы  $F_1$  перемещения поперечных сечений ленты, а, следовательно, и натяжение будут уменьшаться от т. А до т. С, вследствие возрастания суммы элементарных сил трения, равных касательным контактным напряжениям  $\tau_k$  по мере увеличения дуги контакта. Как известно, упругое скольжение всегда направлено от меньшего натяжения к большему, т.е. от т. С к т. А, где оно и будет наибольшим. Аналогично будет происходить упругое скольжение от т. С к т. В от действия предварительного натяжения  $F_2$ , а в т. С, точке равновесия, упругое скольжение будет равно практически нулю. В результате действия сил  $F_1$  и  $F_2$  образуются дуги скольжения  $\alpha_{СК1}$  и  $\alpha_{СК2}$ .

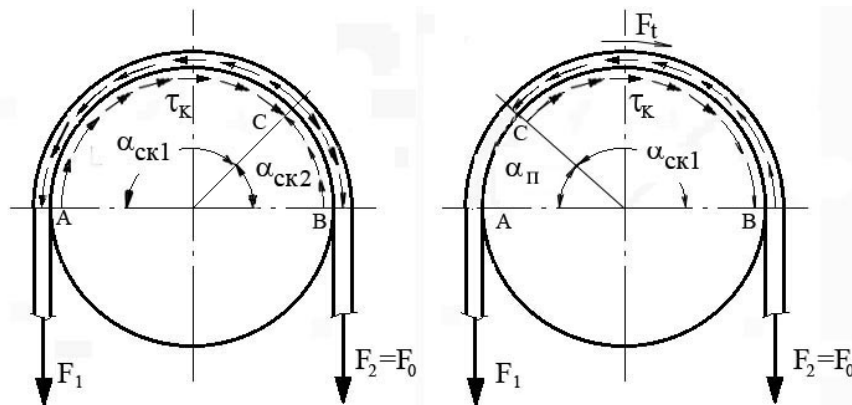


Рисунок 2 – Схема приводного барабана с упругой лентой:  
а) перед пуском, б) при установившемся режиме движения

При вращении барабана (рисунок 2, б) под действием тягового усилия  $F_t$  упругое скольжение ленты от суммарного действия усилий  $F_t$  и  $F_2$  будет затухать от т. В до т. С вследствие роста суммы элементарных сил трения  $\tau_k$ .

Поскольку  $F_t + F_2 = F_1$ , то упругое скольжение от т. В до т. С будет происходить на дуге скольжения  $\alpha_{СК1}$ , т.е. дуга скольжения  $\alpha_{СК1}$ , по сравнению с неподвижным барабаном, образуется с противоположной стороны. На участке АС будет растяжение ленты под действием равных сил  $F_1$  и

$F_t + F_2$ , а, следовательно, упругого скольжения на контактной поверхности не будет, т.е. на участке АС образуется так называемая дуга покоя  $\alpha_{II}$ , которая будет равна дуге скольжения  $\alpha_{СК2}$  на неподвижном барабане. При увеличении силы  $F_1$  а, следовательно, и тягового усилия  $F_t$  при неизменном усилии  $F_2$  дуга покоя  $\alpha_{II}$  начнет уменьшаться, и при каком-то ее минимальном значении начнется частичное колебательное буксование, так как нарушится равновесие между силой упругости ремня и силой трения. При дуге покоя  $\alpha_{II} = 0$  начнется полное буксование ленты по барабану.

При увеличении натяжения  $F_2$  дуга скольжения  $\alpha_{СК2} = \alpha_{II}$  будет увеличиваться, а дуга скольжения  $\alpha_{СК1}$  – уменьшаться (рисунок 2, б). Чтобы вернуть дуги в исходное положение необходимо увеличивать тяговое усилие  $F_t$ , а, следовательно, и натяжение  $F_1 = F_t + F_2$ . В этом и заключается физический смысл увеличения нагрузки  $F_1$  при увеличении натяжения  $F_2$ .

Таким образом, решая статическую задачу, можно определить дугу покоя и дугу скольжения для вращающегося барабана при различных коэффициентах тяги и условие начала буксования ленты по барабану.

Численные исследование производилось для приводного барабана норрии производительностью  $350 \text{ м}^3/\text{ч}$  и высотой  $60 \text{ м}$ . Моделировался барабан, футерованный резиной, диаметром  $912 \text{ мм}$  и прорезиненная лента с шестью ткаными прокладками общей толщиной  $12 \text{ мм}$  и шириной  $450 \text{ мм}$ . Коэффициенты трения принимались в соответствии с рекомендациями [1, 4]:  $\mu = 0,35$  для сухого барабана и  $\mu = 0,25$  – для влажного. Модуль упругости ленты принимался  $250 \text{ МПа}$  и  $300 \text{ МПа}$ . По данным фирмы Goodyear для прорезиненных лент модуль упругости находится в пределах  $226...320 \text{ МПа}$  [4].

При расчетах размер конечного элемента задавался из условия образования трех рядов сетки по толщине ленты и составил по толщине и длине  $4 \times 4 \text{ мм}$ . Дуга покоя определялась по изменению перемещений от расчетных натяжений в набегающей и сбегаящей ветвях ленты, соответствующих определенному коэффициенту тяги. Численное значение длины дуги покоя для соответствующего угла определялась по количеству конечных элементов от точки с нулевым перемещением до точки сбегания ленты с барабана.

Результаты исследований приведены на рисунках 3 и 4 и в таблице 1. По полученным результатам зависимость дуги покоя  $\alpha_{II}$  от коэффициента тяги  $\varphi$  является линейной. Значения  $\varphi_K$  и  $\varphi_0$  получены по минимальным значениям коэффициентов  $K_1 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_K} = 1,15$  и  $K_2 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0} = 1,2$ , которые соответствуют, по данным [5], оптимальному напряжению начального натяжения  $\sigma_0 = 3 \text{ МПа}$ . При увеличении  $\sigma_0$  эти коэффициенты увеличиваются, а коэффициенты тяги  $\varphi_K$  и  $\varphi_0$  уменьшаются, кроме того, быстрее происходит в процессе эксплуатации вытяжка ленты. Поэтому начальное напряжение натяжения при расчетах коэффициента тяги должно находиться в пределах  $2,8...3 \text{ МПа}$ .

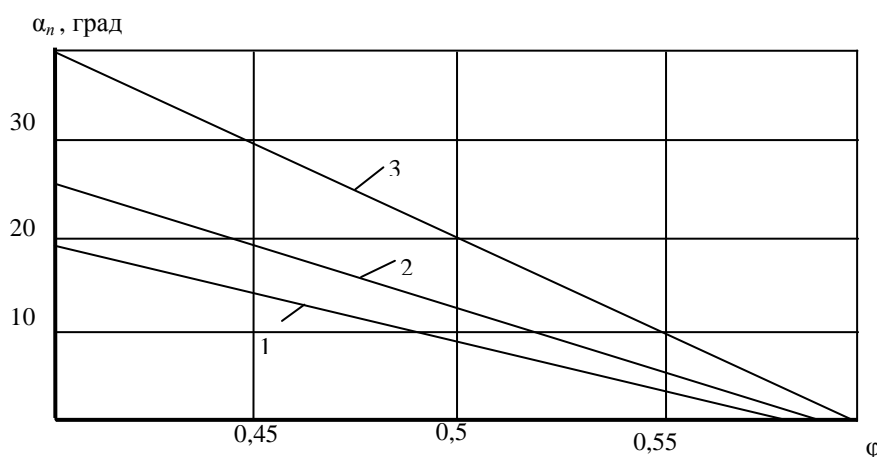


Рисунок 3 – Зависимость дуги покоя от коэффициента тяги:

- 1 –  $\mu=0,25$ ,  $E=250 \text{ МПа}$  по КЭ модели;
- 2 –  $\mu=0,25$ ,  $E=300 \text{ МПа}$  по КЭ модели;
- 3 – по зависимости Эйлера  $\alpha_{II} = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$

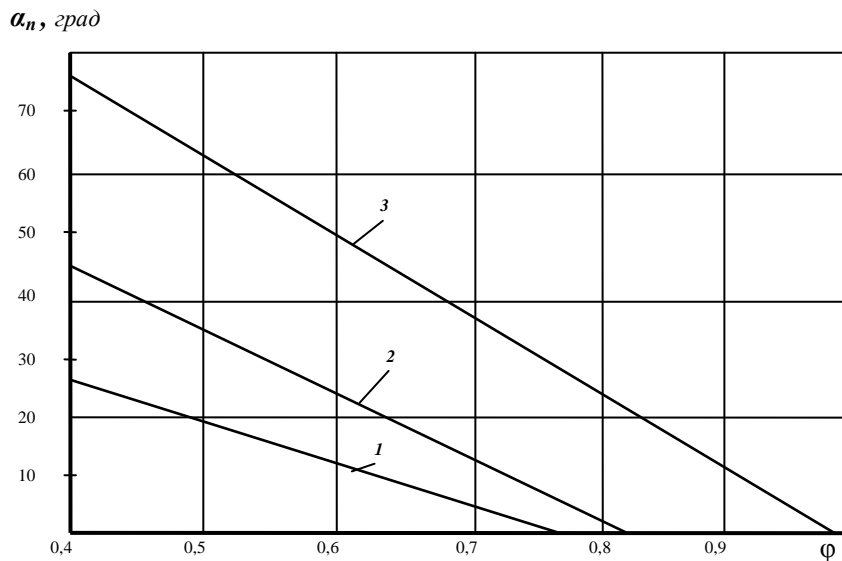


Рисунок 4 – Зависимость дуги покоя от коэффициента тяги:

1 –  $\mu=0,35$ ,  $E=250$  МПа по КЭ модели;2 –  $\mu=0,35$ ,  $E=300$  МПа по КЭ модели;3 – по зависимости Эйлера  $\alpha_{II} = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$ 

Таблица 1 – Значения коэффициентов тяги в зависимости от модуля упругости ленты и коэффициента трения ленты по барабану

Параметры привода		$\varphi_{\max}$	$\varphi_k$	$\varphi_0$
Коэффициент трения $\mu$	Модуль упругости ленты $E$ , МПа			
0,25	250	0,58	0,504	0,48
0,25	300	0,585	0,508	0,487
0,25	по Эйлеру	0,593	0,515	0,494
0,35	250	0,76	0,66	0,63
0,35	300	0,82	0,71	0,68
0,35	по Эйлеру	0,99	0,86	0,825

Полученные результаты показывают, что тяговая способность приводного барабана, определяемая коэффициентом тяги, существенно зависит от сочетания коэффициента трения и модуля упругости и опровергает существующее мнение о том, что погрешность формулы Эйлера можно скорректировать подбором расчетного коэффициента трения. Погрешность формулы Эйлера существенно увеличивается с увеличением коэффициента трения и уменьшением модуля упругости ленты.

Реализация предлагаемого метода определения тяговой способности ленточного привода возможна при известных значениях модуля упругости для различных типов лент. Известно [4], что модуль упругости не зависит от числа тяговых прокладок, а определяется номинальной прочностью материала прокладки и ее толщиной. В соответствии с этим модуль упругости определяют как

$$E = \frac{K_P}{n_0 \cdot \delta \cdot \Delta}, \quad (3)$$

где  $K_P$  – прочность прокладки по основе (Н/мм),  $n_0 = 10$  – номинальный запас прочности,  $\delta$  – толщина прокладки (мм),  $\Delta = 2\%$  – удлинение в пределах упругости. Так, например, для тягового ремня ГОСТ 23831-79 БКНЛ-55 ( $K_P = 55$  Н/мм) и толщине прокладки без резиновой прослойки  $\delta = 1,0$  мм модуль упругости  $E = 275$  МПа, а для резинотканевой конвейерной ленты ГОСТ 20-70 при той же прочности и  $\delta = 1,15$  мм модуль упругости составит  $E = 240$  МПа. При определении модуля упругости для ремней с синтетическими прокладками ТА и ТК величину удлинения следует принимать  $\Delta = 3,5 - 4\%$ .

Результаты вычислений по формуле (3) практически совпадают с результатами фирмы Goodyear [4], согласно которым модуль упругости прорезиненной ленты определяется по отношению модуля упругости, соответствующего плотности материала прокладки, (Н/мм) к толщине самой прокладки.

Таким образом, предлагаемый метод определения тяговой способности приводного барабана позволяет определить максимальную нагрузку на рабочей ветви и необходимое для нее предварительное натяжение, произвести расчет натяжного механизма, а по дуге скольжения для соответствующих коэффициентов трения и модулей упругости определить минимально необходимый диаметр приводного барабана для любой нагрузки рабочей ветви ленты.

**Библиографический список использованной литературы**

1. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. — Минск: Высшая школа, 1983. — 350 с.
2. Корнеев В.Г. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения / В.Г. Корнеев. — М-К.: Машгиз, 1961. — 281 с.
3. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
4. Зенков Р.Л. Конвейеры большой мощности / Р.Л. Зенков, М.М. Петров. — М.: Машиностроение, 1964. — 428 с.
5. Воробьев И.И. Ременные передачи / И.И. Воробьев. — М.: Машиностроение, 1979. — 168 с.

*Поступила в редакцию 7.05.2013 г.*

**Богомолов О.В., Білостоцький В.О., Лук'янов І.М. Тяглова здатність приводних барабанів стрічкових норій - елеваторів**

Запропоновано метод визначення тягової здатності приводних барабанів стрічкових елеваторів з застосуванням програмного комплексу ANSYS для рішення контактних задач з урахуванням тертя та з використанням результатів натурних дослідів пасових передач.

**Ключові слова:** норія, приводний барабан, коефіцієнт тяги, дуга ковзання, дуга покою, буксування стрічки.

**Bogomolov A.V., Belostotsky V.A., Lukyanov I.M. Traction ability of driving drums of tape noria – elevators**

The method for determination of traction ability that driving drums of tape noria – elevators with application of the program ANSYS complex for the solution of contact tasks taking into account friction and with use of results for skilled tests of belt drives is offered.

**Keywords:** noria, driving drum, draft coefficient, sliding arch, rest arch, tape slipping.