

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНО-БАРАБАНОГО МЕХАНИЗМА ВЫСОКОПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ НОРИЙ - ЭЛЕВАТОРОВ

Богомолов А.В., д.т.н., проф., Белостоцкий В.А., к.т.н., доц.,  
Лукьянов И.М., инженер

*(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)*

*Предложен метод определения взаимосвязи скорости ленты и диаметра приводного барабана в зависимости от тяговой способности и процесса разгрузки ковшей.*

**Постановка проблемы.** В настоящее время существует устойчивый спрос на нории высокой производительности (150...500 т/ч), в особенности для переработки зерна. Как правило, это высокоскоростные тяжело нагруженные нории с центробежной разгрузкой. Выбор параметров главного ленточно-барабанного механизма при проектировании новых по производительности и высоте конструкций вызывает большие трудности в связи с отсутствием научно обоснованных рекомендаций. Это связано с тем, что основные параметры механизма сложным образом зависят одновременно от силовых и кинематических факторов, в первую очередь от тяговой способности приводного барабана и процесса разгрузки ковшей.

**Цель работы** – определить важнейшую и основополагающую для выбора силовых и кинематических параметров взаимосвязь скорости движения ленты и диаметра приводного барабана из указанных выше условий.

**Результаты исследований.** Одним из факторов, обеспечивающим высокую производительность нории, является максимально возможная загрузка рабочей ветви. Это позволяет снизить скорость движения ленты с ковшами и соответственно, обеспечить для зерновых норий минимальное повреждение зерна, а также снизить динамические нагрузки и износ рабочих элементов. Максимально возможная загрузка рабочей ветви определяется тяговой способностью приводного барабана. Однако до настоящего времени отсутствует метод определения тяговой способности приводных барабанов норий, ленточно-барабанный механизм

которых представляет собой вертикальную плоскоремennую передачу, у которой натяжение на сбегающей холостой ветви  $F_2$  равно начальному натяжению  $F_0$ , натяжение рабочей ветви  $F_1 = F_0 + F_t$ , где  $F_t$  - необходимое тяговое усилие на барабане. В существующей практике расчета ленточных норий тяговая способность приводного барабана определяется из условия отсутствия буксования по известной формуле Л. Эйлера в виде

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

где  $F_1$  и  $F_2$  - соответственно натяжение (нагрузки) на рабочей и холостой ветви,  $\alpha$  - угол обхвата,  $\mu$  - коэффициент трения ленты по барабану,  $e$  - основание натурального логарифма. Как известно зависимость Л. Эйлера получена для гибкой, а главное нерастяжимой нити, а также в плоской постановке задачи, не позволяет с достаточной точностью определить начало буксования упругой ленты по барабану, имеющему конкретные параметры. Поэтому для ременных передач связь между полезным тяговым усилием  $F_t$  и начальным натяжением  $F_0$  определяют через коэффициент тяги

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

Значения  $\varphi_0$ ,  $\varphi_K$ ,  $\varphi_{\max}$ , определяющим соответственно рабочую нагрузку, критическую нагрузку частичного и полного буксования определяют по, так называемым, кривым скольжения для горизонтальных передач для различных типов ремней при стандартных значениях напряжения предварительного натяжения, диаметра барабана и скорости [1], [2]. Однако данные по этим кривыми скольжения, полученные для малых диаметров шкивов, (100...220мм), не гарантируют оптимальную тяговую способность для передач с другими параметрами. В работе [1] экспериментально установлено, что повышение тягового усилия,  $F_t$  за счет увеличения натяжения возможно лишь до определенного диаметра шкива. Следовательно, диаметр шкива (барабана) является вторым, после начального натяжения, фактором, определяющим тяговую способность передачи. Для норий с большими диаметрами приводных барабанов и с соответствующими типами тяговых лент кривые скольжения и соответствующие значения коэффициентов скольжения в литературе отсутствуют. Получить их экспериментально практически невозможно.

Одной из задач настоящей работы является определение коэффициентов тяги для вертикальных норий путем исследования упругих перемещений ленты по дуге обхвата методом конечных элементов с помощью пакета прикладных программ «ANSIS» в части решения контактных задач с учетом трения.

Численные исследования проводились для барабана нории производительностью 350м/ч и высотой 60м, по нагрузкам, соответствующим скорости  $v=3,5$  м/с. Моделировался барабан диаметром 912мм и резиноканевая лента с шестью прокладками общей толщиной 12мм и шириной 450мм. Коэффициенты трения принимались в соответствии с рекомендациями [3]:  $\mu=0,35$  для сухого барабана и  $\mu=0,25$  – для влажного. Модуль упругости ленты принимался 250МПа и 300МПа. По данным фирмы Goodyear модуль упругости прорезиненных лент находится в пределах 226...320МПа. С целью упрощения исследования проводились в плоской постановке по приведенным нагрузкам.

Результаты исследований при  $\mu=0,25$  и модуле упругости  $E=250МПа$  и  $E=300МПа$  как наиболее соответствующие условиям эксплуатации норий приведены на рис. 1 и в таблицу 1.

$\alpha$ , град

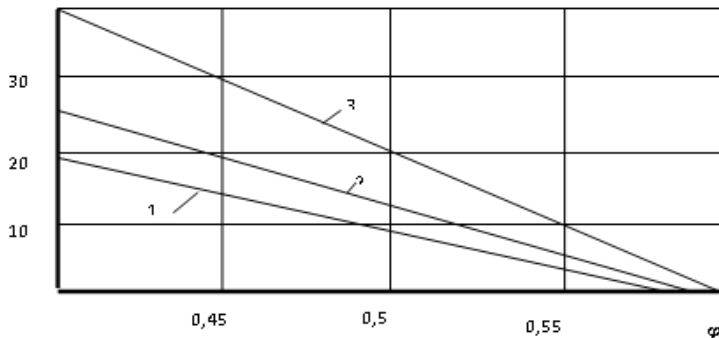


Рис.1. Зависимость дуги покоя от коэффициента тяги: 1–  $\mu=0,25$ ,  $E=250$  МПа по КЭ модели; 2 –  $\mu=0,25$ ,  $E=300$  МПа по КЭ модели; 3 – по зависимости Эйлера  $\alpha_i = \alpha - \frac{1}{\mu} \ln(1 + 2\varphi)$

Значение рабочего  $\varphi_0$  и критического  $\varphi_K$  (начало частичного буксования) получены (таблица 1) по минимальным коэффициентам

$$K_1 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_K} = 1,15 \quad \text{и} \quad K_2 = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_0} = 1,2, \quad \text{которые} \quad \text{соот-ветствуют}$$

оптимальному напряжению начального натяжения  $2,8...3 \text{ МПа}$  [1]. Полученные результаты показывают, что дуги покоя  $\alpha_{\Pi}$  и скольжения  $\alpha_{СК}$ , как и коэффициенты тяги, существенно зависят от сочетания коэффициента трения и модуля упругости; и опровергают существующее мнение о том, что погрешность формулы Эйлера можно скорректировать подбором коэффициента трения  $\mu$ .

Таблица 1

Значения коэффициентов тяги в зависимости от модуля упругости

Параметры привода		$\varphi_{\max}$	$\varphi_K$	$\varphi_0$
Коэффициент трения $\mu$	Модуль упругости ленты $E$ , МПа			
0,25	250	0,580	0,504	0,48
0,25	300	0,585	0,508	0,487
0,25	по Эйлеру	0,593	0,515	0,494

Модуль упругости приводных резинотканевых лент и ремней можно определить по зависимости [3]

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

где  $-K_p$  – прочность прокладки по основе (Н/мм),  $n_0 = 10$  – номинальный запас прочности,  $\delta$  – толщина прокладки,  $\Delta = 2\%$  в пределах упругости. Для тягового ремня по ГОСТ 23831-79 БКНЛ-55 ( $K_p = 55 \text{ Н/мм}$ ) и толщине прокладки  $\delta = 1,0 \text{ мм}$  модуль упругости составит  $E = 275 \text{ МПа}$ , а для резинотканевой ленты по ГОСТ 20-70 при той же прочности и  $\delta = 1,5 \text{ мм}$  модуль упругости  $E = 240 \text{ МПа}$ . Для ремней с синтетическими прокладками ТА и ТК величину удлинения следует принимать  $\Delta = 3,5 - 4\%$ . Таким образом, для тяговых лент можно пользоваться данными для графика 1, для ремней – интерполяцией данных по графикам 1 и 2 (рис.1).

Для перехода к определению объемной тяговой способности необходимо ввести такие параметры как базовый диаметр барабана и объемная тяговая сила. Как известно, объемная тяговая сила фрикционной пары, состоящей из охватываемой и охватывающей цилиндрических деталей на половине дуги окружности, составляет

$$F_t = 0,5 \cdot \mu \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot p, \quad (4)$$

где  $D$  – диаметр сопряжения,  $b$  – ширина сопряжения,  $p$  – удельное давление на контактной поверхности.

Из этого условия можно определить базовый диаметр барабана, при котором тяговая сила реализуется по всей дуге обхвата

$$D_6 = \frac{2F_t}{\mu \cdot \pi \cdot b \cdot p_{cp}}. \quad (5)$$

где  $b$  – ширина ленты,  $p_{cp}$  – среднее удельное давление на контактной поверхности;  $\mu$  – коэффициент трения.

Необходимое тяговое усилие на приводном барабане нории всегда известно, а с учетом усилия зачерпывания, равно-го  $F_{зач} \approx 0,1 \cdot F_t$

$$F_t = 1,1 \cdot g \frac{Q \cdot H}{3,6 g}, \quad (6)$$

где  $Q$  – производительность (т/ч),  $v$  – скорость ленты с ковшами (м/с),  $H$  – высота нории (м)

При малой изгибной жесткости охватывающей детали (ленты) закон распределения удельного давления по поверхности барабана будет равномерным. Значение  $p_{cp}$  выбирают из условия исключения возможности уменьшения коэффициента трения с увеличением давления. Согласно [4] для тяжелонагруженных ленточных конвейеров  $p_{cp} = 0,1 \dots 0,12$  МПа. Для исключения завышенных и заниженных значений диаметра базового барабана обычно принимают  $p_{cp} = 0,11$  МПа.

С учетом того, что тяговое усилие реализуется на дуге скольжения, необходимый диаметр барабана должен быть равен

$$D = D_6 \frac{\pi}{\alpha_{СК}}, \quad (7)$$

где  $\alpha_{СК} = \alpha - \alpha_{II}$  находится по графику 1 на рис.1 для соответствующего  $\varphi_0$ .

Рассмотрим влияние диаметра барабана на процесс разгрузки ковша. Скоростная киносъемка центробежной разгрузки ковшей [5] показывает, что выход материала ковша начинается с нижнего слоя, частицы которого увлекаются вверх центробежной силой и движутся по спиральной кривой. По мимо центробежной силы  $m g^2 / R$  на частицу  $m$  материала будут действовать реакция связи  $N$  и сила тяжести  $mg$  (рис.2).

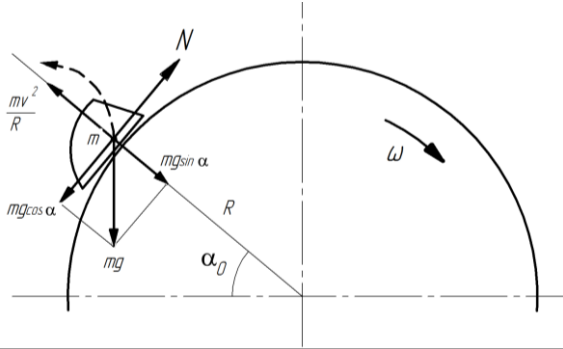


Рис.2. Расчетная схема начала выхода материала из ковша

Начало движения частиц происходит при условии

$$N \geq mg \cdot \cos \alpha_0 \quad (8)$$

или

$$\left( \frac{g^2}{R} - g \cdot \sin \alpha \right) f_{\bar{A}} \geq g \cdot \cos \varphi_0 \quad (9)$$

Из этого условия, при заданной скорости движения ковша  $v$  (м/с), диаметр барабана должен быть равен

$$D = \frac{2f_{\bar{A}} \cdot g^2}{g(\cos \alpha_0 + f_g \sin \alpha_0)} \quad (10)$$

где  $f_{\bar{A}} = tg \rho'$  – внутренний коэффициент трения материала в движении при угле естественного откоса в движении  $\rho'$ ,  $\alpha_0$  – угол поворота барабана, соответствующий началу разгрузки ковша. Справочное значение  $\rho'$  с учетом встряхивания ковша при набегании на барабан можно уменьшать на 5...10%.

По данным американской фирмы MaxiLiftionscorp оптимальными углами выхода зерна, без дальнейшего повреж-дения должны быть  $\alpha_0 = 30^\circ$  для чистого зерна, и  $\alpha_0 = 45^\circ$  – для зерна с примесями (с меньшим  $f_{\bar{A}}$ )

Для сравнительного анализа полученных зависимостей приведены значения диаметров барабана (табл. 2) для нории 350/60 из условия обеспечения тяговой способности. Эти данные подтверждают экспериментальные данные [1], согласно которым увеличение начального натяжения без увеличения нагрузки при

малых диаметрах барабана может привести к пробуксовке ленты. Однако это происходит не по причине уменьшения коэффициента трения, а в связи с уменьшением дуги скольжения. Отсюда вытекает необходимость тщательного контроля начального натяжения. При желании работать с более низким значением  $\varphi_0$ , (т.е. с увеличенным начальным натяжением) необходимо увеличивать диаметр барабана.

Таблица 2

Значение диаметров барабана ( $\mu=0,25$ ,  $E=250$  МПа)

Параметры по графику 1		$v=3,5$ м/с			$v=3,2$ м/с		
$\varphi_0$	$\alpha_{СК}$ , рад	$F_t$ , Н	$B$ , мм	$D$ , мм	$F_t$ , Н	$B$ , мм	$D$ , мм
0,48	2,9654	17650	450	974	19670	600	805
0,47	2,931			996			824
0,46	2,895			1015			838

Для сравнения приведем параметры зерновых норий типа 350/60. Нория НЦТ - 350/60 –  $D=1600$  мм;  $v=3,2$  м/с;  $B=800$  мм; нория датской фирмы «MONSYH» –  $D=800$ мм,  $v=3,2$ м/с,  $B=800$ мм; нория Н - 350 –  $D=1160$ мм,  $v=3,2$  м/с,  $B=800$ мм; нория Н-350 (курганский машзавод, Россия) –  $D=970$ мм,  $B=800$ мм,  $v=3,2$ м/с; нория П-350 (Украина) –  $D=912$ мм,  $B=800$ мм,  $v=3,2$ м/с; нория 800/700 (Россия) –  $Q=400$  т/ч,  $D=800$ мм,  $B=650$ мм,  $v=3,1$ м/с. Таким образом, более рациональными конструкциями выглядят нории «MONSYH» и нории типа 800/700, имеющих диаметр барабана 800мм и ширину ленты соответственно  $B=800$ мм и 650мм, обеспечивающих запас по тяговой способности.

Диаметры барабанов по условию начала выхода зерна пшеницы по формуле (9) (справочный  $\rho'=25^\circ$ ,  $\alpha_0=30^\circ$  и  $v=3,2$ м/с) составили при расчетных  $\rho'=23^\circ$  ( $f_A = tg\rho'=0,424$ ) и  $\rho'=25^\circ$  ( $f_A = tg\rho'=0,414$ ) соответственно  $D=818$ мм и  $D=805$ мм.

**Выводы.** В заключении следует отметить, что определение параметров механизма по критерию тяговой способности является более определенным. Величина диаметра барабана по второму критерию зависит от стабильности коэффициента внутреннего трения материала. Судя по техническим требованиям всех производителей, он является для зерна более-менее стабильным относительно табличных значений при влажности до 17%.

Пределы отклонения диаметра по этому критерию, возможно

установить при исследовании процесса полной разгрузки ковша при условии, что  $\alpha < \pi$ . Этот процесс в основном будет определяться формой и размерами ковша.

### Список литературы

1. Воробьев И.И. Ременные передачи. /И.И. Воробьев – М. Машиностроение.1979-168с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов – М. Машиностроение -1986 -496с.
3. Зенков Р.Л. Конвейеры большой мощности. /Р.Л. Зенков, Н.М. Петров – М. Машиностроение. -1964 – 427с.
4. Bergbautechnik. № 9 1963
5. Долголенко А.А. Подъемно-транспортные машины. / А.А. Долголенко. - «Речной транспорт», Ленинград. 1956 -379с.

### Анотація

#### ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВО - БАРАБАННОГО МЕХАНІЗ-МУ ЗЕРНОВИХ НОРІЙ – ЕЛЕВАТОРІВ

*Запропоновано метод визначення взаємозв'язку швидкості стрічки та діаметра приводного барабана в залежності від тягової здатності та процесу розвантаження ковшів.*

### Abstract

#### STUDY SETTING TAPE - DRUM MECHANISMS MU GRAIN HOLE - ELEVATORS

*The method of determining the relationship of tape speed and driving drum diameter, depending on the ability of draft animals and the process of unloading buckets.*