

5. Раздольский А.Г. О движении нити переменной длины, несущей сосредоточенную массу. /А.Г. Раздольский//Динамика и прочность машин. – 1976. – Вып.24. – С.46-51.
6. Ишлинский А.Ю. Об одном интегро-дифференциальном соотношении в теории упругой нити (каната) переменной длины. /А.Ю. Ишлинский//Украинский математический журнал. – 1953. – Т.5. - №4 – С. 370-374.
7. Ишлинский А.Ю. Об уравнении продольных движений каната (упругой нити) переменной длины./А.Ю. Ишлинский//Доклады АН СССР. – 1954. – Т.95. - №5. – С.939-941.
8. Неронов Н.П. Определение напряжений в подъемных канатах. /Н.П. Неронов. – В кн.: Тр. совещ. По шахтным подъемным канатам. – М.;Л.:Изд-во АН СССР, 1944. – С. 53-63.
9. Кошляков Н. С. Уравнения в частных производных математической физики. /Н. С. Кошляков, Э. Б. Глинер, М. М. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1970. – 712 с.

**V. Lovejkin, Y. Chovnjuk, A.Sachyk**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine*

**The investigation of motion regimes of unbalance branch of hoisting plant**

The purpose of the article is to validate the analytical solution of Coshi's problem for hoisting plant's ropes and to determine their main kinematic and force characteristics as well.

The dynamic analysis of working condition' branch in unbalance plant is conducted. One may use the known methods of mathematical physics to establish the basic kinematic and force characteristics of motion for such specified branches.

The analytical determination of the main kinematic and force characteristics (parameters) of possible optimal work's regimes for such mechanical systems may be used in order to improve and to refine their existing engineering methods of consideration.

**research, motion's regimes, branch, unbalance, hoisting plant**

Одержано 08.11.13

**УДК 621.867(075.8)**

**И.М. Лукьянов, ст. викл.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства*

*им. П. Василенко, Харьков*

## **Определение необходимого натяжения лент норий-элеваторов и разработка способов его контроля**

Изложены методики определения величины натяжения лент норий-элеваторов и двухэтапного его контроля.

Определение величины натяжения основано на использовании расчетных коэффициентов тяги, полученных при исследовании упругих перемещений ленты на дуге обхвата приводного барабана с учетом трения с помощью программной системы конечно-элементного комплекса «ANSYS». Полученные значения коэффициентов тяги проверены и уточнены на действующей рабочей нории. Предложенный метод контроля натяжения заключается в измерении вращательного момента на натяжном винте нории и изменении с высокой точностью частоты вращения натяжного барабана.

Разработанные методики определения натяжения ленты и двухэтапный способ его контроля позволяют надежно обеспечить тяговую способность приводных барабанов норий в оптимальном режиме без пробуксовки.

**нория, тяговая способность, упругие перемещения, коэффициент тяги, контроль натяжения, методы измерения**

**І.М. Лук'янов**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства*

*ім. П. Василенка, Харків*

**Визначення необхідного натягу стрічок норій-елеваторів та розробка способу його контролю**

Викладені методики визначення величини натягу стрічок норій-елеваторів і двоетапного його контролю.

Визначення величини натягу ґрунтується на використанні розрахованих коефіцієнтів тяги, які отримані при дослідженні пружних переміщень стрічки на дузі обхвату приводного барабана з урахуванням тертя за допомогою програмної системи скінчено-елементного комплексу «ANSYS». Отримані значення коефіцієнтів тяги перевірені та уточнені на діючій робочій норії. Запропонований метод контролю натягу полягає у вимірюванні обертального моменту на натяжному гвинті норії та у зміні з високою точністю частоти обертання натяжного барабана.

Розроблені методики визначення натягу стрічки та двоетапний спосіб його контролю дозволяють надійно забезпечити тягову здатність приводних барабанів норій в оптимальному режимі без буксування.

**норія, тягова здатність, пружні переміщення, коефіцієнти тяги, контроль натягу, методи вимірювань**

**Постановка проблеми.** На сьогодні существует повышенный спрос на высоко производительные нории (150...500 т/ч), в особенности для перегрузки зерна на различных этапах его переработки. Работа таких норий характеризуется большой погонной нагрузкой на рабочей ветви ленточно-барабанного механизма и большим тяговым усилием на приводном барабане. В связи с этим, весьма актуальной проблемой становится обеспечение необходимого натяжения ленты и его тщательный контроль в процессе наладки и эксплуатации.

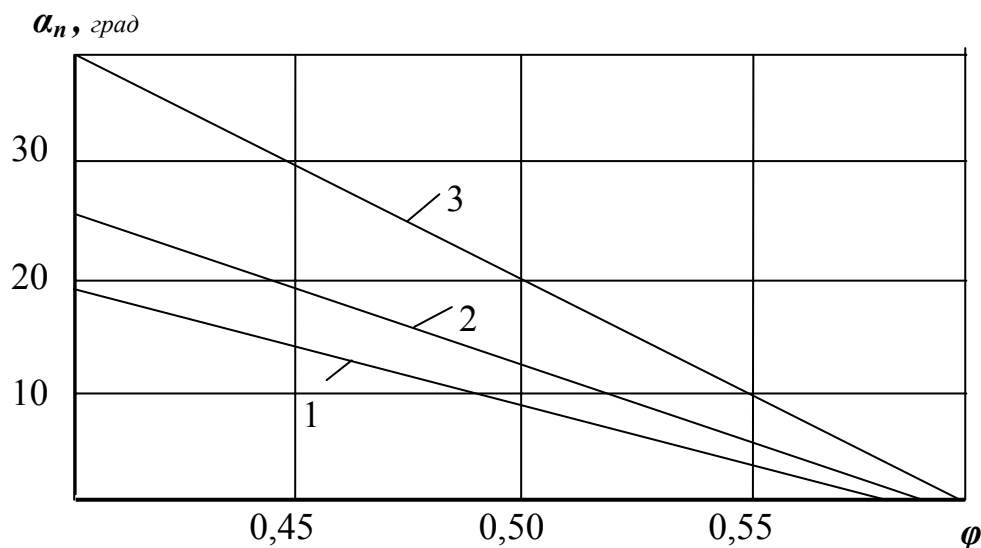
**Анализ последних исследований и публикаций.** В существующих методиках расчетов ленточных норий-элеваторов, разработанных Ф.К. Иващенко, А.О. Спиваковским, А.В. Кузьминым величина предварительного натяжения ленты определяется по эмпирическим зависимостям с последующей проверкой отсутствия буксования с использованием известной формулы по Л. Эйлеру, согласно которой  $S_1 / S_2 \leq e^{\alpha \cdot \mu}$ . Однако указанная зависимость получена Л. Эйлером для гибкой, а главное нерастяжимой нити, что не позволяет учесть упругое скольжение ленты по барабану, существенно влияющее на соотношение тягового усилия и предварительного натяжения. Поэтому для ременных передач связь между полезным тяговым усилием  $F_t$  и начальным натяжением  $S_0$  определяется через коэффициент тяги  $\phi_0$  в виде  $S_0 = F_t / (2 \cdot \phi_0)$  [1]. Величина коэффициента тяги, как известно, определяется по экспериментально полученным кривым скольжения по началу зоны буксования. Ленточно-барабанный механизм нории фактически представляет собой вертикальную плоскоремennую передачу, у которой натяжение сбегающей ветви  $S_2$  равно начальному натяжению  $S_0$ , а натяжение рабочей ветви  $S_1 = F_t + S_0$ , где  $F_t$  – необходимое тяговое усилие. Для таких передач значение коэффициента тяги  $\phi$  отсутствуют, что очевидно и обуславливает использование зависимости Л. Эйлера не только для расчета норий, но и для расчета ленточных конвейеров.

**Целью настоящей работы** является разработка методики определения коэффициентов тяги для приводных барабанов норий с учетом упругого скольжения, опытная проверка коэффициента тяги на рабочей нории с заданными параметрами, разработка методов контроля натяжения.

**Изложение основного материала.** В основу методики определения коэффициентов тяги для приводных барабанов норий было положено исследование упругих перемещений ленты на дуге обхвата с помощью универсальной программной

системы конечно-элементного (МКЭ) анализа “ANSYS” в части решения контактных задач с учетом трения [2].

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



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

Рисунок 1 - Зависимость дуги покоя от коэффициента тяги

Значение рабочего  $\phi_0$  и критического  $\phi_K$  (начало частичного буксования) получены (табл. 1) по минимальным коэффициентам  $K_1 = \frac{\phi_{max}}{\phi_K} = 1,15$  и  $K_2 = \frac{\phi_{max}}{\phi_0} = 1,2$ , которые соответствуют оптимальному напряжению начального натяжения  $2,8...3$  МПа [3]. Полученные результаты показывают, что дуги покоя  $\alpha_n$  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		$\phi_{max}$	$\phi_K$	$\phi_0$
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

Опытная проверка результатов на рабочей нории проводилась совместно с Карловским машиностроительным заводом и на их базе. Исследовалась нория типа 350/60 с центральным грузовым натяжным механизмом, имеющим на штоке платформу для установки грузов (рис. 2).

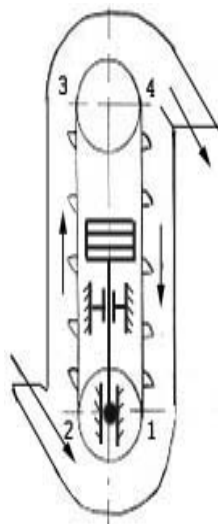


Рисунок 2 – Схема нории

Предельная величина  $\varphi_0$  устанавливалась по изменению частоты вращения натяжного барабана. Уменьшение частоты вращения от стабильного значения свидетельствует о начале скольжения на приводном барабане, и о недостаточности натяжения. Измерение частоты вращения производится бесконтактным методом электронным тахометром *EVM-723*, оснащенным лазерным датчиком. Погрешность измерения тахометра в пределах 6.0...6000 об/мин  $\pm 0,01\%$ .

Результаты расчетов и измерений приведены в табл.2. При расчетной номинальной частоте вращения натяжного барабана  $n = 71,8 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  рабочая частота вращения натяжного барабана нестабильна, возможно, вследствие колебания ленты, проскальзывания ее по нефутерованному натяжному барабану, однако довольно четко проявляется тенденция уменьшения частоты вращения последнего с уменьшением натяжения

Таблица 2 - Значение коэффициента тяги в зависимости от натяжения

Параметр	Размерность	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varphi_0$	-	0,486	0,485	0,483	0,482	0,476	0,471	0,468	0,46
$F_1$	<i>H</i>	2926	2975	3024	3122	3220	3515	3662	3956
$m_{ГР}$	<i>кг</i>	0	10,8	20,5	42	61	122	151	212
$n_б$	<i>об/мин</i>	69,3	69,74	70,89	71,12	71,38	71,31	71,57	71,43

Необходимое предварительное натяжение на приводном барабане определялось как  $F_0 = F_4 = F_1 + F_{хл}$ , где  $F_{хл} = 15324 \text{ H}$  – сила тяжести холостой ветви ленты. Натяжение  $F_1$  на натяжном барабане определялось по зависимости:

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot \left( m_B + q_x \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} + m_{зп} \right) \cdot g, \quad (1)$$

где  $m_B = 560 \text{ кг}$  – масса барабана с натяжным устройством;

$q_x = 255,4 \text{ H / м}$  – линейная нагрузка на холостой ветви;

$m_{зп}$  – масса дополнительного груза.

Было установлено, что критическое значение коэффициента тяги находится в пределах 0,475...0,48, а это ниже его критического значения 0,504, полученного расчетом на КЭ–модели для такой же ленты с модулем упругости  $E=250$  МПа и коэффициентом трения  $\mu=0,25$  [4]. Рабочее значение (по КЭ–модели) составляет  $\varphi = 0,48$ . Пониженное значение коэффициента тяги на нории объясняется меньшими в реальности коэффициентом трения или модулем упругости ленты, расчетное значение например для последнего составляет для ленты БКНЛ-55 ГОСТ 20-85 (ДСТУ 12.00185790.001-99)  $E=240$  МПа.

В соответствии с результатами исследований для определения предварительного натяжения в качестве рабочих коэффициентов тяги можно использовать значение  $\varphi_0 = 0,475$  для резинотканых лент ГОСТ 20-85 и  $\varphi_0 = 0,485$  для тяговых ремней БКНЛ ГОСТ 23831-79 (ДСТУ 23831-79) с расчетным модулем упругости  $E=275$  МПа.

В виду нестабильности факторов возможные отклонения натяжения необходимо корректировать в процессе его контроля. Это особенно важно для тяжело нагруженных высоко производительных норий большой высоты. Для таких норий наиболее целесообразным является применение механизмов натяжения с одним центральным винтом, расположенным между трубами ходовой части нории и имеющим шариковую опорную пятю. Такая конструкция позволяет осуществить необходимое натяжение ленты при любой массе натяжного барабана, облегчает подъем и удержание барабана при замена ленты или ее сращивании при обрыве, обеспечивает отсутствие перекоса барабана при натяжении. Кроме того, такой механизм натяжения позволяет осуществлять контроль натяжения путем измерения вращающего момента на винте и приведение его в соответствие заданному усилию натяжения ленты. Для этого приводную рукоятку храпового механизма вращения винта поворачивают с помощью разработанного динамометрического ключа (рис.3). Тарировку ключа необходимо производить для следующих случаев:

1) сила тяжести опускаемых частей механизма с барабаном больше  $2F_0 = 2F_1$ , тогда контролируемая величина момента на винте должна быть равна

$$T_{HP1} = \left[ g \cdot \left( m_B + q_X \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} \right) - 2F_1 \right] \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\rho' - \alpha), \quad (2)$$

где  $d_2$  – средний диаметр винта;

$\alpha$  – угол подъема резьбы;

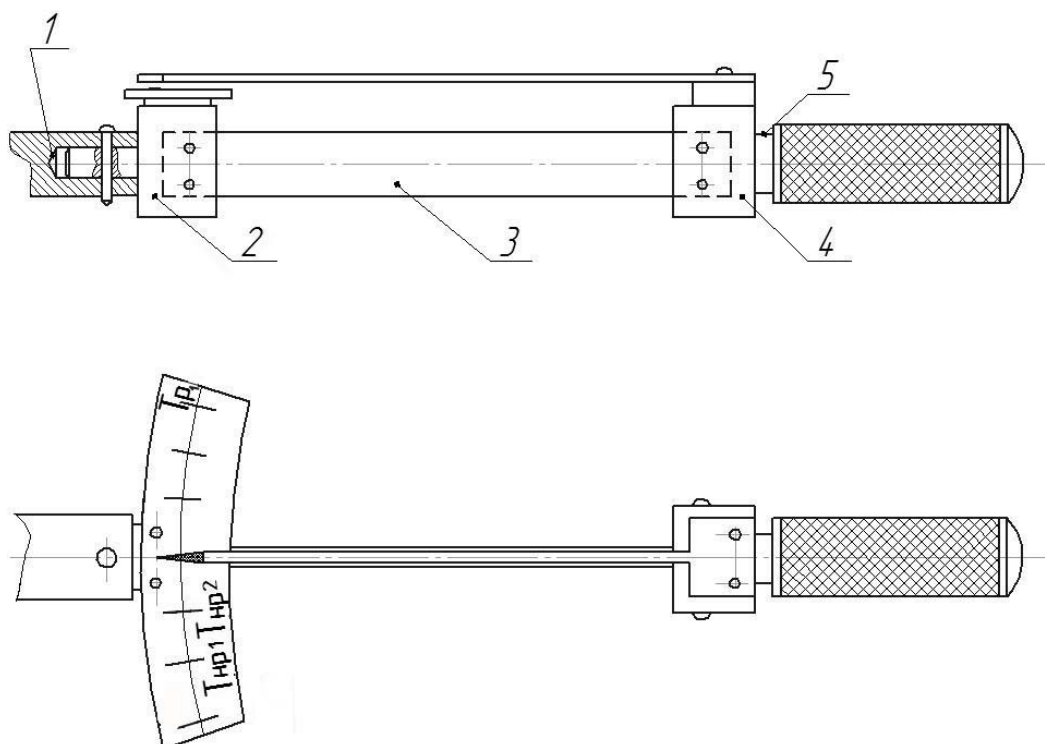
$\rho'$  – угол трения.

2) сила тяжести опускаемых частей механизма с барабаном меньше  $2F_1$

$$T_{HP2} = \left[ 2F_1 - g \cdot \left( m_B + q_X \cdot \frac{\pi \cdot D_B}{2} \right) \right] \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho'); \quad (3)$$

3) для определения угла трения в винтовой паре  $\rho'$  при известной массе барабана вместе с подвижной частью натяжного механизма  $m_B$

$$T_{P1} = g \cdot m_B \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\alpha + \rho'). \quad (4)$$



1 - рукоятка механизма натяжения; 2 – вилка передняя с цилиндрическим концом и шкалой; 3 - упругая пластина; 4 – вилка задняя с ручкой и стрелкой; 5 – канавка для закрепления тарировочного устройства

Рисунок 4 – Схема динамометрического ключа контроля натяжения ленты

Контроль натяжения необходимо производить в два этапа:

а) контроль вращающего момента при опускании барабана до необходимой величины натяжения проводить на неработающей разгруженной нории в процессе наладки (первый этап значительно облегчает проведение второго);

б) контроль натяжения на работающей нории путем измерения частоты вращения натяжного барабана с помощью переносных электронных тахометров (типа EVM-723 или EVM-722), при отсутствии пробуксовки на приводном барабане, частота вращения натяжного барабана должна быть номинальной или близкой к ней стабильной величины.

**Выводы.** Разработанные методика определения натяжения ленты и двухэтапный способ его контроля позволяют надежно обеспечить тяговую способность приводных барабанов норий в оптимальном режиме без пробуксовки. Предложенный способ контроля натяжения ленты проще, менее трудоемкий и более функциональный, чем применяемый некоторыми нашими и зарубежными фирмами контроль путем измерения поперечного прогиба ленты. Для этого на холостой ветви снимаются несколько ковшей, устанавливается винтовое приспособление для создания тарированного поперечного усилия нажатия. Точность такого контроля существенно зависит от весьма нестабильного параметра ленты, как модуль упругости при изгибе.

## Список литературы

1. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов – М.: Машиностроение, 1989. –496 с.
2. Богомолов О.В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов. /О.В. Богомолов, В.А. Белостоцкий, И.М. Лукьянов/ Вісник СевНТУ, секція механіка, енергетика, екологія. Севастополь: 2013 – Вип. 137. – С.303-307.
3. Воробьев И.И. Ременные передачи / И.И. Воробьев – М.: Машиностроение, 1979. –168 с.
4. Зенков Р.Л. Конвейеры большой мощности / Р.Л. Зенков, М.М. Петров – М.: Машиностроение, 1964. –428 с.

**I. Lukianov**

*Kharkov National Technical University of Agriculture named after P. Vasylenko, city of Kharkov*

**Determination of the proper tension of belts for noria - elevators and development of the methods of the tension control**

The methods used for the determination of the tension value of the belts of noria - elevators with two-step tension control have been described.

The tension value based on the use of the design factors of thrust obtained during the investigation of the elastic belt motion along the wrap arc of the driving pulley taking into consideration the friction was determined using the program system of the finite-element "ANSYS" system. The obtained values of the thrust coefficient were checked and specified during the experiment using the working elevator. The proposed method of tension control consists in the measurement of the rotation moment of the tensioning screw of continuous bucket elevator and high precision adjustment of the rotation frequency of the tension pulley.

The developed techniques used for the determination of the belt tension and two-step method of the tension control allow us to provide a reliable tractive ability for the driving pulleys of noria in the optimal mode without any slipping.

**noria, tractive ability, elastic motion, thrust coefficient, tension control, measurement techniques**

Получено 20.11.13

**УДК 681.513.5**

**О.П. Лобок, доц., канд. фіз.-мат. наук, Б.М. Гончаренко, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет харчових технологій*

**Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Особенности синтеза робастных регуляторов для випадків повного та неповного вимірювання вектора стану об'єкта**

Наведені визначення та відмінні особливості оптимальних робастних систем. Розглянуті види невизначеностей. Визначені норми робастної стійкості:  $H_{\infty}$  і  $H^2$ . Завдання синтезу робастного регулятора при параметричній невизначеності зводиться до розв'язання рівняння Лур'є-Ріккати, що гарантує робастність на певній множині його параметрів. Наводиться фізичний сенс  $H_{\infty}$  норми, як максимального значення амплітудно-частотної характеристики. Розглянутий зміст синтезу робастного керування у формі функції від стану і моменту часу для випадків повного і неповного вимірювання вектора стану об'єктів (серед інших і сільськогосподарського призначення). Для останніх розглянуті властивості спостерігачів.

**оптимізаційна задача, робастність, норми робастної стійкості, синтез робастного регулятора, рівняння Лур'є-Ріккати, вектор стану, повне і неповне вимірювання, спостерігач**

**А.П. Лобок, Б.М. Гончаренко**

*Національний університет пищевых технологий*

**Л.Г. Вихрова**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Особенности синтеза робастных регуляторов для случаев полного и неполного измерения вектора состояния объекта**