

УДК 631

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАБОРНОЙ ЧАСТИ ТРАНСПОРТЕРА С ГИБКИМ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ RESEARCH OF THE INTAKING PART OF THE CONVEYOR WITH FLEXIBLE SPIRAL-SCREWED WORKING BODY

В.Г. Артемьев, Н.Н. Аксенова, Х.Х. Губейдуллин

V.G. Artemyev, N.N. Aksenova, H.H. Gubejdullin

Ульяновская ГСХА

Ulyanovsk state agricultural academy

For the purpose of definition of influence of the form of configuration of an intaking part of the device researches have been conducted at various forms (kinds) of a fence

До сих пор изучение спирально-винтового транспортера преимущественно производилось как дозатора - раздатчика, загружающего через бункер-заборную камеру, Заборная камера при этом представляло собой устройство, которое можно рассматривать в поперечном сечении как отверстие сложной конфигурации. Через это отверстие подается материал в транспортер. При этом подача транспортера определяется конструктивными и кинематическими характеристиками камеры, ее сечения. В случае загрузки транспортера, работающего как разгрузочная машина, забор материала производится свободным концом спирали, размещенном в перемещаемом материале.

Для нормальной работы спирально-винтового транспортера необходимо, чтобы его пропускная способность загрузочного окна транспортера несколько превышала максимальную транспортирующую способность винтовой спирали или была равной. Исследования показали, что размеры загрузочного окна существенно влияют на подачу транспортера.

С целью определения влияния формы компоновки заборной части устройства были проведены исследования при различных формах (видах) забора (рисунок 1).

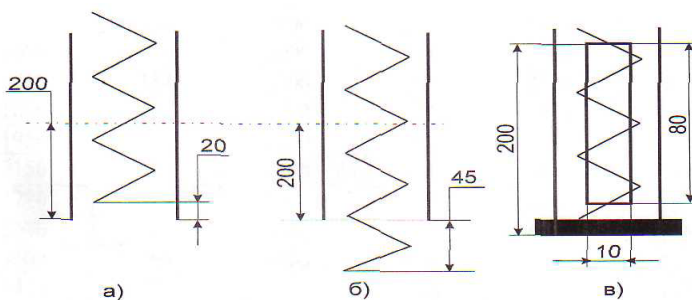


Рисунок 1 – Схема заборных окон кожуха устройства

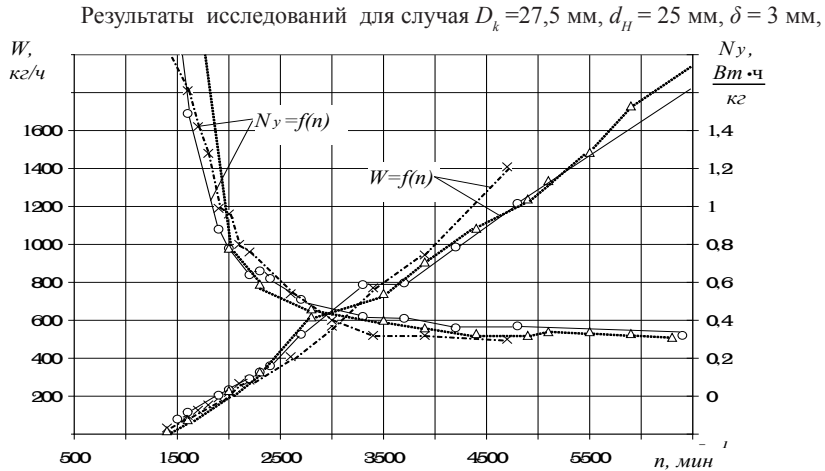


Рис. 2. Зависимость подачи W и удельных энергозатрат N_y устройства от вида забора и частоты вращения n спирального винта: $D_k = 27,5$ мм, $d_H = S = 25$ мм; «х» – вид «а»; «о» – вид «б»; «Δ» – вид забора «в» кг/м³, $v = 3,744$ мм²/с приведены на рисунке 2 и в таблице 1, 2.

Таблица 1. Зависимость подачи W от формы забора жидкого материала и частоты вращения n спирального винта: $D_k = 27,5$ мм, $S = 25$ мм, $d_H = 25$ мм, $\rho = 1300$ кг/м³, $v = 3,744$ мм²/с, $H = 2,8$ м

Вид «а»		Вид «б»		Вид «в»	
n , мин ⁻¹	W , кг/ч	n , мин ⁻¹	W , кг/ч	n , мин ⁻¹	W , кг/ч
1400	32	1540	79	1400	18
1600	99	1640	115	1560	76
1650	114	1900	205	1980	230
1680	126	2000	234	2260	328
1760	154	2200	292	2778	618
1870	191	2300	327	3470	741
1950	220	2400	360	3890	907
2150	267	2700	526	4425	1085
2220	285	3300	788	4890	1239
2550	408	3700	797	5125	1336
3000	569	4200	986	5460	1485

3420	771	4800	1216	5882	1730
3900	944	6400	2165	6250	2011
4700	1409	–	–	9210	3756

Таблица 2. Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта и вида забора: $D_k=27,5$ мм, $d_H = S = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $\rho = 1300$ кг/м³, $\nu = 3,744$ мм²/с, $H = 2,8$ м

Вид «а»		Вид «б»		Вид «в»	
n , мин ⁻¹	N_y , Вт·ч/кг	n , мин ⁻¹	N_y , Вт·ч/кг·м	n , мин ⁻¹	N_y , Вт·ч/кг
1400	4,16	1540	1,93	1400	8,33
1600	1,61	1640	1,49	1560	2,12
1650	1,57	1900	0,88	1980	0,78
1680	1,47	2000	0,78	2260	0,59
1760	1,28	2200	0,64	2778	0,49
1870	0,99	2300	0,66	3470	0,40
1950	0,96	2400	0,62	3890	0,36
2150	0,80	2700	0,51	4425	0,33
2220	0,76	3300	0,42	4890	0,32
2550	0,54	3700	0,41	5125	0,34
3000	0,40	4200	0,36	5460	0,34
3420	0,32	4800	0,37	5882	0,33
3900	0,32	6400	0,32	6250	0,31
4700	0,30	–	–	9210	0,38

$S = 25$ мм, $H = 2,8$ м, $d_c = 22$ мм, $d_e = 19$ мм, $\Delta = 1,25$ мм, $\rho = 1300$

Результаты исследования с жидким материалом вязкостью $\nu = 28,9$ мм²/с для вариантов забора вида «а» для $D_k=27,5$ мм, $d_H = S = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³, приведены в таблице 3 и на рисунке 3.

Экспериментальные исследования проводились с жидким материалом вязкостью от $\nu = 3,744$ мм²/с до $\nu = 28,9$ мм²/с для вариантов забора вида «а», «б», «в», при этом было выявлено влияние формы заборной части кожуха на подачу устройства.

Установлено, что формы и виды заборной части кожуха (витка спирального винта выходят за пределы кожуха «а», половина витка располагается внутри кожуха «б», кожух имеет прорезь - окно «в»), значительно влияют

Таблица 3. Зависимость подачи (производительности) W и удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта и видов забора «а» и «в» для устройства с $D_k=27,5$ мм, $d_n = S = 25$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 3$ мм, $\rho = 1300$ кг/м³, $\nu = 28,9$ мм²/с

Вид «а»		Вид «б»		Вид «в»	
n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг	n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг
958	182	9,34	925	5,4	22,2
1400	165	1,27	156	216	0,74
2420	641	0,48	2120	522	0,344
2800	720	0,44	2590	824	0,27
3620	1137	0,42	2940	927	0,31
4450	1322	0,49	3400	1246	0,31
4968	1607	0,49	4220	1830	0,28
5568	1927	0,51	4970	2052	0,29
6030	2212	0,51	5350	2180	0,32
–	–	–	6110	2617	0,39

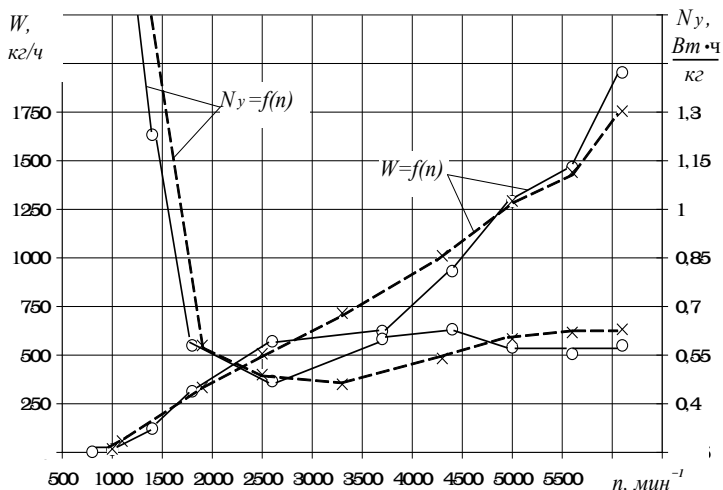


Рис. 3. Зависимость удельных энергозатрат N_y и подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и вида забор (о – вид «а», х – вид «в»); $D_k=27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 3$ мм, $\rho = 1300$ кг/м³, $\nu = 28,9$ мм²/с

на производительность подачи жидкости и удельные энергозатраты, увеличение вязкости жидкости от $\nu = 4,48$ мм²/с до $\nu = 28,9$ мм²/с ведёт к увеличению как подачи, так и удельных энергозатрат до 10%.

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

- конструкция и размеры заборной части устройства являются резервом повышения подачи, что особенно важно при использовании транспортера с гибким спирально-винтовым рабочим органом.

- для уточнения расчетов при проектировании спирально-винтового транспортера в формулу подачи следует ввести коэффициент учитывающий влияние числа заборных витков.

Литература:

1. Аксенова, Н.Н. Разработка и обоснование конструктивно-режимных параметров устройства для перемещения птичьего помета. Автор диссертации канд. техн. наук,- Пенза, 2007, 18 с.

УДК 631:363.4

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ КОРНЕПЛОДОВ POWER ESTIMATION OF THE GRINDER OF ROOT CROPS

Н.П. Аюгин

Н.Р. Аюгин

Ульяновская ГСХА

Ulyanovsk state agricultural academy

Forages is a basis of bases of animal industries, they make 50 ... 70 % of the cost price of cattle-breeding production, therefore in rational use of forages their correct preparation has the major value.

Approximately the one third energy spent for preparation of root crops to feeding, it is spent for crushing.

Perfection of designs is the important and actual problem. For this purpose it is necessary to define the basic components of balance power of a grinder.

Корма – это основа основ животноводства, они составляют 50...70 % себестоимости животноводческой продукции, поэтому важнейшее значение в рациональном использовании кормов имеет их правильная подготовка.

Примерно одна третья энергии, затрачиваемой на подготовку корнеплодов к скармливанию, расходуется на измельчение.

Совершенствование конструкций является важной и актуальной задачей. Для этого необходимо определить основные составляющие баланса мощности измельчителя.

Мощность, потребляемая измельчителем, расходуется на резание корнеплодов N_1 , транспортирование измельченного корма N_2 , холостой ход N_3 , и на преодоление силы трения измельченного продукта об рабочие органы измельчителя N_4 .

$$N=N_1+N_2+N_3+N_4.$$

Мощность N_1 , затрачиваемая на резание, определяют по формуле академика В.П. Горячкина:

$$N_1=pFzn.$$