

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П.А.Столыпина»

Н.Н. Аксенова

**ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
С ГИБКИМИ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫМИ
РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА**

монография

УДК Н.Н.Аксенова
631.374 Технические средства с гибкими спирально-
А-42 винтовыми рабочими органами для перемещения
ББК 40.75 птичьего помёта (монография) /Н.Н.Аксенова.-
Ульяновск: УГСХА им. П.А.Столыпина,2013 г.-260 с.

Под редакцией доктора технических наук, профессора
Хариса Халеулловича Губейдуллина,

Рецензенты: Уханов Александр Петрович, доктор технических
наук, профессор, заведующий
кафедрой «Тракторы, автомобили и энергетика»
ФГБОУ ВПО «Пензенская ГСХА»
Карпенко Михаил Александрович кандидат
технических наук, доцент кафедры «Технический
сервис и ремонт машин», декан инженерного
факультета ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им.
П.А.Столыпина»

В монографии изложены теоретические основы проектирования, разработки, изготовления и рабочие процессы технических средств с гибким спирально-винтовыми рабочими органами, выполняющие технологические операции перемещения жидких и полужидких сухого с посторонними крупными органическими соединениями птичьего помёта по горизонтальным, наклонным, пространственным, вертикальным трассам. Приведены сравнительные лабораторные и экспериментальные исследования оптимальных значений конструктивно-режимных параметров спирально-винтовых рабочих органов для перемещения птичьего помёта.

Монография предназначена для научных и инженерно-технических работников, аспирантов и студентов инженерного профиля. Печатается по решению Научно-технического совета Ульяновской ГСХА им. П.А. Столыпина, протокол № 1 от 5 февраля 2013 г.

© Аксенова Н.Н., 2013

© ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина», 2013

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития сельского хозяйства России, его продукция не в полной мере является конкурентоспособной. Одной из причин этого является высокая себестоимость продукции, в том числе и птицеводства. Средства механизации производственных процессов, связанных с уборкой и утилизацией птичьего помёта, являются энергоёмкими и металлоёмкими.

В последнее время для удаления и утилизации птичьего помёта предпринимаются попытки использования более современных технических средств со спирально-винтовыми рабочими органами, обладающими повышенной универсальностью, простотой конструкции и низкой стоимостью по сравнению с существующими аналогами. Однако более широкое их внедрение в сельскохозяйственное производство сдерживается недостаточной изученностью вопросов, касающихся выбора конструктивных и режимных параметров технических средств для перемещения птичьего помёта, взаимодействия рабочих органов с перемещаемым материалом в вариантах «насос» или «транспортёр», физической сущности перемещения материала в горизонтальных и вертикальных направлениях.

Использование спирально-винтовых насосно-транспортёрующих рабочих органов в технических

средствах перемещения птичьего помёта являются перспективным направлением птицеводства.

Целью настоящей работы является снижение энерго- и материалоемкости средств механизации перемещения птичьего помёта с гибким спирально-винтовым рабочим органом путем обоснования их конструктивно-режимных параметров.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Анализ технических средств перемещения птичьего помёта. Классификация насосов

Вращающийся в кожухе (трубе) спиральный винт крупного шага (с углом подъема винтовой линии 20...30°) для случая транспортирования высоковязкоплотных жидких и полужидких сельскохозяйственных материалов можно в первом приближении отнести к водоподъемным машинам (например, насосам), представляющим собой группу гидравлических машин, которые передают протекающей внутри них жидкости полученную извне энергию.

Согласно существующей в науке и технике терминологии, насос – машина, которая создает поток жидкой среды [20, 41, 93, 99, 104, 110].

Существует достаточно большое количество различных типов насосов и конструктивных исполнений их рабочих органов (рисунки 1.1; 1.2 и 1.3).

По способу подвода энергии различают насосы с подводом: механической, потенциальной и кинетической энергии.

К насосам, получающим извне потенциальную или кинетическую энергию, заключенную в жидкой или газообразной среде, принадлежат струйные насосы, пневматические водоподъемники (эрлифты и др.), тараны. К насосам, работающим по принципу подвода механической

(электрической) энергии, относятся объемные (поршневые, роторные и др.), динамические, лопастные (центробежные, осевые), диагональные.

По принципам работы и конструкции рабочих органов насосы подразделяются на объёмные и динамические.

Принцип работы объемного насоса заключается в том, что жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. Жидкость при этом подается определенными порциями (объемами).

Принцип работы динамического насоса: жидкость перемещается под силовым воздействием в камере, постоянно сообщаемой с входом и выходом насоса (например, вихревые насосы).



Рисунок 1.1 – Классификация насосов



Рисунок 1.2 – Классификация объёмных насосов

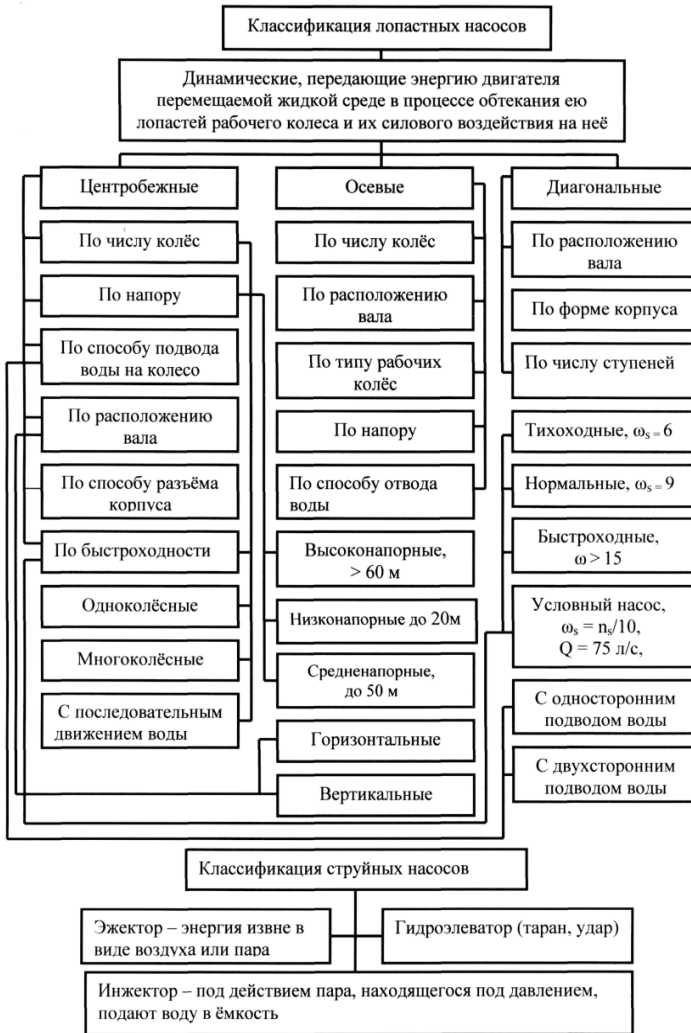


Рисунок 1.3 – Классификация лопастных и струйных насосов

Сущность рабочего процесса вихревого насоса (насоса трения) в первом приближении состоит в том, что частицы жидкости в ячейках рабочего колеса при его быстром вращении увлекают за счет трения другие частицы жидкости, расположенные в боковых и по периметру колеса особых каналах в корпусе насоса, что обеспечивает развитие тангенциальных скоростей в жидкости с одновременным образованием и разрушением вихрей (вихревой эффект) и действие на жидкость центробежных сил (центробежный эффект). В результате этого сложного процесса жидкость получает давление. Частичную аналогию с вихревыми насосами трения имеют и спирально-винтовые насосные устройства.

В общем виде существующие насосы имеют следующую классификацию: динамические (лопастные), объемные, трения, с использованием энергии потока внешней среды, капиллярные и другие.

Классификация объемных насосов: поршневые и плунжерные; роторные (шестеренные); крыльчатые; капиллярные; ленточные; шнуровые водоподъемники; водоподъемные колеса (ковшовые); черпаковые водоподъемники (чигири, нории и др.).

Классификация динамических насосов: лопастные (центробежные, диагональные, осевые); вихревые (трения); струйные (эжектор, инжектор, гидроэлеватор, таран); воздушные водоподъемники (эрлифты); вибрационные и др.

Центробежные насосы классифицируются: по числу колес (одноколесные – ступенчатые, многоколесные, с последовательным движением воды); по напору: (низконапорные – 20...25 м., средненапорные – 20...60 м., высоконапорные – более 60 м.); по способу подвода воды на колесо (с односторонним подводом, с двухсторонним подводом); по расположению вала (горизонтальные, вертикальные).

Установка для выгрузки навоза УВН-800.
Предназначена для погрузки жидкого и полужидкого навоза и помёта в транспортные средства из открытых и закрытых хранилищ.

Установка состоит из стационарного скреперного устройства и передвижного насоса НЖН – 200.

Техническая характеристика:

Производительность, т/ч	до 150
Установленная мощность, кВт:	
привода скрепера	– 13
привода насоса	– 22
Глубина забора до, м...	– 3,5
Диаметр каната скрепера, мм	– 15
Масса (без насоса), кг	– 2440

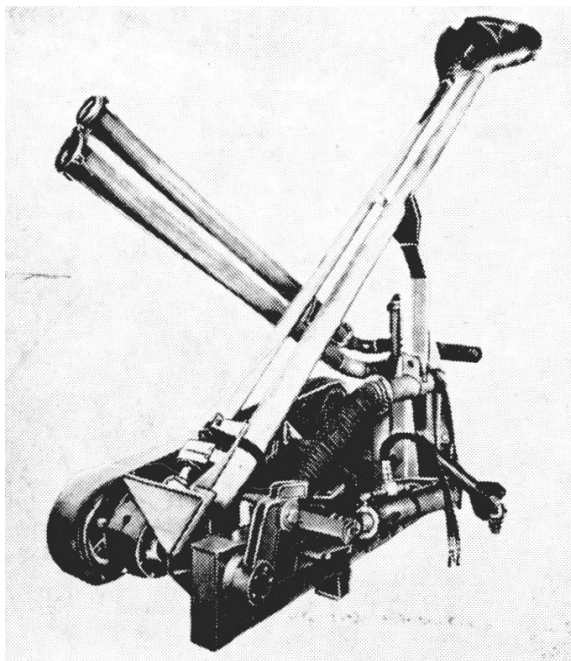


Рисунок 1.4 – Насос ПНЖ – 250

Погрузчик жидкого навоза мобильный ПНЖ – 250 (рисунок 1.4) предназначен для перемешивания и измельчения навозной массы в навозохранилищах, подачи жидкого навоза в транспортные средства или трубопроводные системы, а также для перекачивания жидкой массы влажностью 86%.

Техническая характеристика:

Тип рабочего органа – насос центробежный с

измельчающим устройством

Привод – от ВОМ трактора

Производительность, м³/ч...– 200

Потребляемая мощность, кВт 33

Глубина забора, м 4,5

Высота погрузки, м 4

Напор насоса, КПа 12,3

Радиус сферы перемещения, м 2,5

Масса, кг 900

Насосное оборудование. Насосы центробежные фекальные марки Ф предназначены для перекачки загрязненных сточных жидкостей с кислотностью рН 6-8, плотностью до 1050 кг/м³, содержанием абразивных частиц по объему не более 1% и с температурой до 100°С. Насосы горизонтальные обозначаются ФГ, вертикальные ФВ. Технические характеристики насосов марки Ф основного исполнения приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики насосов типа Ф основного исполнения

Марка	Частота вращения, мин ⁻¹	Диаметр рабочего колеса, мм	Оптимальный режим		Высота всасывания, м	Мощность электродвигателя, кВт	Масса насосного агрегата, кг
			Подача, м ³ /ч	Напор, м			
ФГ 51/58	2900	220	51	58	4,8	22	365
ФП 15/38	2900	192	115	38	1,0	30	360
ФГ 57,5/95	1450	192	57,5	9,5	8,8	4	160
ФГ 81/31	1450	314	81	31	6,7	17	375
ФВ 81/18	1450	245	81	18	8,4	10	285
ФВ 144/46	1450	385	144	46	5,8	40	870
ФГ 216/24	1450	300	216	24	7,7	40	790
ФП144/10,5	960	300	144	10,5	8,7	10	575

Насосы НШ – 50, НЖН – 200, ПНЖ – 250, ЦМФ – 160/10 специально предназначены для перекачивания навоза и помёта повышенной влажности (88...90%) и снабжены устройством для измельчения попадающих в них крупных включений (таблица 1.2).

*Таблица 1. 2 – Технические характеристики
специальных насосов*

Марка	Частота вращения, мин ⁻¹	Диаметр рабочего колеса напорного трубопровода, мм	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Величина заглубления, м	Мощность, кВт	Масса агрегата, кг
НШ-50-1	960	330/100	70	10	3,3	10	620
НЖН-200	970	400/200	300	20	3,5	22,6	1230
ПНЖ-250	1500	330/125	250	5	4,8	36,5	890
ЦМФ-160/10	1500	450/150	160	10	0,3	16,0	340
УН-1	–	–	120	2	–	20	1215
НРМ-2	930	36	2	20	–	1,0	80
НШМ-10	950	50	10	20	–	1,0	52
36МЦ6-12	2800	112	10	12	5	0,6	60
36МЦС-12	–	–	20	13	–	1,1	60
Ж6-ВПИ	–	45	10	20	–	2,2	230
Х8-Д	3000	–	14	18	–	3,5	180
НЦИ-Ф-10	1000	100	100	9	4,1	11	500

На производстве используется также установка для перекачки навозной жижи УН–1, предназначенная для перекачки навозной жижи из навозоприемника в транспортные средства или на площадки для компостирования. Основные узлы УН–1: рама, фекальный насос, мешалка, емкость, напорный рукав, электропривод и

лебедка. Навозная масса перемешивается и измельчается мешалкой, имеющей форму пропеллера. Мешалки и насос монтируются в герметичной емкости. Производительность за час чистой работы 120 т, мощность электродвигателя насоса – 17 кВт, мешалки и лебедки – по 3 кВт, конструктивная масса установки – 900 кг, лебедки - 315 кг. Технические характеристики фекальных насосов приведены в таблице 1.3.

Насос шнековый НШ-50 выпускается промышленностью в двух вариантах. Насос НШ-50-1 - стационарный, рабочий орган приводится во вращение электродвигателем с частотой вращения 960 мин^{-1} , заглубляют и поднимают насос лебедкой. Насос НШ-50-11 – мобильный, навешивают на трактор с приводом от вала отбора мощности, заглубляют и поднимают насос при помощи выносного гидроцилиндра.

Основные узлы: рама, рабочий орган, центробежный насос, измельчитель, мешалка. Рабочий орган насоса – шнек, установленный в трубе диаметром 180 мм. На валу шнека смонтированы колесо центробежного насоса, измельчитель и мешалка. Снизу к фланцу корпуса шнека прикреплено ограждение, предохраняющее насос от попадания посторонних предметов.

Таблица 1.3 – Технические характеристики насосов фекального исполнения

Марка	Удельные показатели по энерго- и металлоемкости			
	$N_g = \frac{N}{W}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}$	$N'_g = \frac{N}{WH}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3 \cdot \text{м}}$	$G_y = \frac{G}{W}, \frac{\text{кг}}{\text{л}}$	$G'_y = \frac{G}{WH}, \frac{\text{кг}}{\text{л} \cdot \text{м}}$
ФГ 51/58	7,60	0,440	7,15	0,123
ФГ 115/35	6,90	0,260	3,14	0,083
ФГ 57,5/95	0,73	0,070	2,79	0,290
ФГ 81/31	6,80	0,210	4,63	0,150
ФГ 81/18	6,85	0,123	3,52	0,196
ФГ 144/46	6,05	0,278	6,05	0,131
ФГ 216/24	7,72	0,185	3,65	0,152
ФГ 144/10,5	6,65	0,070	4,00	0,380
НШ-50	14,30	0,143	8,85	0,885
НЖН-200	3,75	0,075	4,10	0,205
ПНЖ-250	69,00	0,145	3,56	0,715
ЦМФ-160/10	10,00	0,100	2,05	0,205
УН-1	30,00	0,166	10,00	2,000
НРМ-2	25,00	0,500	50,00	2,500
НШМ-10	14,00	0,280	12,00	0,600
36МЦ6-12	8,00	0,100	5,00	0,400
Ж6-ВПН	11,00	0,220	22,00	1,100
Х8/18-Д	22,30	0,400	20,00	1,120
НЦИ-Ф-100	12,20	0,110	5,00	0,550
В среднем	13,95	0,222	9,35	0,621
Спирально-винтовые				
Снижение,	12,20	0,122	3,32	0,332
раз	1,14	1,82	2,88	1,88

Для транспортирования используются также центробежные фекальные насосы 27^{1/2} НФ, 4НФ, 6НФ и песковые насосы НПП – 2, НПП – 3, 4ПС – 9, смесительные насосы 8ФС – 17, насосы объемного действия: поршневой С - 296, шестеренный Д – 159 – В, винтовые ВНМ – 18 – 2, ВНМ – 18 – 30, ВНМ – 15 – 100 [29, 51, 54, 80, 83, 92].

В отдельных регионах России используются шнековые насосы типа НТТТК – 1, позволяющие подавать массу с частицами соломы и использовать их для погрузки навоза в транспорт.

В хозяйствах Тульской области применяют насосы 5ГРС – 80 для удаления жижи из навозных ям, для перекачивания перемешанного соломистого, торфяного и древесно-опилочного навоза из хранилищ в транспортные средства. Зерновая гидросмесь может транспортироваться насосом МГ – 4.

За рубежом, например, США (Laval), применяется два способа уборки и переработки навоза: в сухом и в жидком состоянии. В первом случае навоз смешивается с подстилкой и транспортируется на поля без предварительного складирования или собирается в емкости для обработки и хранения. При втором способе требуются большие емкости для сбора дополнительного объема воды, используемой для разжижения навоза при его уборке. Для удаления жидкого навоза из животноводческих помещений применяют многочисленные типы механизации. Навоз, накапливаемый и

хранящийся в ямах или резервуарах, перемешивается до его откачки с помощью насосов.

Перемешивание производится с помощью комбинированных мешалок насосов (фирма «Laval»). Фирма Flygt Corporation выпускает насосы для смешивания и перекачивания жидкого навоза производительностью 45...380 м³/ч и необходимой для привода мощностью 1,5...15 кВт, что ориентировочно соответствует аналогам России. Подъемники со шнеками диаметром 152...229 мм могут производить разгрузку из резервуаров глубиной до 2,8 м и подавать материалы на высоту до 3,5 м.

Анализ 20 типов существующих насосов фекального исполнения показывает, что паспортные удельные энергозатраты составляют 3...50 Вт на 1м³ жидкости при подъеме на 1 м и металлоемкость, соответственно, 0,1...2,0 кг. Для случая перекачки навозной и свиной жижи (например, ПНЖ-50) данные показатели равняются 69 Вт и 0,715 кг (соответственно, у насоса НЖН – 200 они равны 3,75 Вт и 0,205 кг).

Спирально-винтовые фекальные насосы конструкции Ульяновской ГСХА имеют следующие показатели: энергоемкость 37 Вт/м³ на 1 м и металлоемкость 1,5 кг/м³ на 1 м подъема. Следует при этом отметить, что стоимость спирально-винтового насоса около 18 тыс. руб., а аналогов более – 70 тыс. руб.

Анализы конкретных технологических процессов уборки жижи показывают, что существующие технологии экономически нецелесообразны, и эксплуатация насосных

устройств производительностью более $100 \text{ м}^3/\text{ч}$, мощностью привода более 20 кВт (при суточном выходе, например свиной жижи и помёта $2...4 \text{ м}^3$) относятся к многозатратным технологиям.

Анализ таблиц (1.2...1.3) показывает, что у насосов фекального исполнения энергозатраты находятся в пределах $0,07...0,5 \text{ кВт}$ на перекачку 1 м^3 жидкости, удельные энергозатраты, с учетом создаваемого насосом напора, в пределах $0,73...69,0 \text{ Вт}$ на 1 м^3 и $0,083...2,5 \text{ Вт}$ с учетом напора.

Данные показатели у спирально-винтовых фекальных насосов лучше, соответственно, в $1,82$; $1,14$ и $1,88$ раза.

Исследованиями и анализом основных показателей различных насосов (погружных, вихревых, центробежных и фекальных) установлено, что существует определенная корреляционная связь между массой, затратами энергии и производительностью (рисунок 1.5).

Для сравнения взят фекальный спирально-винтовой насос конструкции НПФ-18 со следующими параметрами: подача (производительность) $W = 18 \text{ м}^3/\text{ч}$, мощность привода $N = 2,2 \text{ кВт}$, высота подъёма жижи $H = 10 \text{ м}$ с удельными показателями (при массе $G = 60 \text{ кг}$); энергозатраты $0,122 \text{ кВт}$ на 1 м^3 и $12,2 \text{ Вт}$ на 1 м^3 и подъем на $H = 1 \text{ м}$; металлоёмкость, соответственно, $3,32 \text{ кг}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ и $0,332 \text{ кг}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ на $H = 1 \text{ м}$.

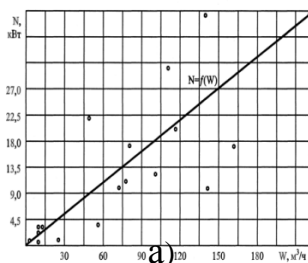
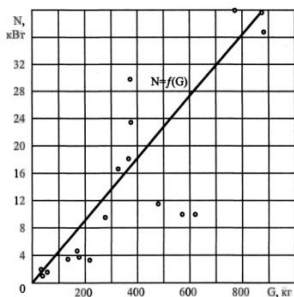


Рисунок 1.5 – Зависимость мощности насосов N от массы G (а) и подачи (производительности) W (б)

Технические характеристики и основные удельные показатели центробежных и вихревых насосов для чистой воды приведены в таблицах 1.4 и 1.5.

Таблица 1.4 – Технические характеристики центробежных и вихревых насосов

Марка	Производительность, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность привода, кВт	Высота всасывания, м	Масса, кг
1.5К-6	10	17	2900	1,7	6,3	30
2К-6	20	29	2900	4,5	7,2	35
3К-6	37,5	60	2900	14	6,2	116
3К-9	42	11,5	2900	7	7	50
1В-0.9	1,75	23,25	1490	1,7	6,5	42
1.5В-1.3	4,5	40,5	1490	2,8	5,75	45
2В-1.6	8	40	1450	4,6	5	55
2.5В-1.8	14	45	1450	10	4,75	55
ЭВ-2.7	27,5	65	1450	28	4	60

Таблица 1.5 – Основные удельные показатели центробежных и вихревых насосов

Марка	Удельные показатели			
	$N_Y, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}$	$N_Y, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3 \cdot \text{м}}$	$G_Y, \frac{\text{кг} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3}$	$G_Y, \frac{\text{кг} \cdot \text{ч}}{\text{м}^3 \cdot \text{м}}$
1.5К- 6	10	0,17	3	0,17
2К - 6	7,7	0,225	1,75	0,06
3К - 6	6,2	0,37	3,09	0,05
3К - 9	14,4	0,17	1,19	0,1
1В-0.9	41,8	0,97	24	1,032
1.5В-1.3	15,3	0,62	10	0,25
2В-1.6	14,8	0,56	6,87	0,17
2.5В - 1.8	15,5	0,7	3,9	0,087
ЭВ - 2.7	15,6	1,018	2,18	0,03
В среднем	15,6	0,553	6,66	0,217
Спирально- винтовые	12,2	0,122	3,32	0,332
Снижение, раз	1,28	4,52	2,0	0,655

Сравнительный анализ технико-экономических показателей существующих насосов показывает, что насосы с спирально-винтовыми рабочими органами для перекачки жидкостей с органическими включениями являются перспективными.

Конструктивное же исполнение подобных насосов сдерживается из-за отсутствия исследований по их усовершенствованию и повышения тем самым эффективности транспортирования жидкостей, в частности жидкого птичьего помёта.

Основные аспекты использования рабочих органов с вращающимися внутри кожуха или в желобах спирально-винтовых рабочих органов рассмотрены в работах д.т.н., профессора Артемьева В.Г., д.т.н. Губейдуллина Х.Х., д.т.н. Резника Е.И., д.т.н. Исаева Ю.М., к.т.н. Игонина В.Н., Гайсина Р.М., Ворониной М.В., Кушнарченко И.Г. и других, где, в частности, рассмотрено движение сыпучих и вязких материалов [5...18, 27, 34...36, 45...48, 50, 55, 60, 67, 68, 84...86, 94...96].

1.2 Физико-механические свойства помёта

Помёт гусей и уток более водянист по сравнению с куриным. Большая часть помёта состоит из частиц размером 0,1...1,0 мм, около 30% массы помёта составляют частицы размером менее 0,1 мм. Однако в

жидком помёте имеются и крупные включения: остатки корма, перья, травмированные остатки цыплят.

В зависимости от технологии содержания птицы помёт убирается одновременно с подстилкой, в частности, с опилочной подстилкой.

Среднесуточное выделение экскрементов и необходимое количество подстилки на 1 голову в среднем находятся в пределах, приведённых в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Среднесуточное выделение экскрементов птиц и требуемое количество подстилки

Птицы	Экскременты, кг		Подстилка, кг
	Твёрдые	Жидкие	
Куры – несушки	0,18	0,15	0,11
Индейки	0,43	0,40	0,25
Утки	0,40	0,30	0,20
Гуси	0,55	0,53	0,25

Основной характеристикой птичьего помёта является его влажность. Вода составляет основную часть помёта и, соответственно, существенно влияет на его физико-механические свойства.

Согласно Тарасенко А. П., в зависимости от влажности различают твердый (влажность 75...80 %), полужидкий (85...90 %) и жидкий (90...94 %) помёт, а также навозные стоки (94...99 %).

По данным Васильева В. А. [25], выход и влажность птичьего помёта приведены в таблице 1.7.

Соответственно, в зависимости от способов содержания и влажности, птичий помёт может находиться в твёрдом (влажность менее 50 %), пластичном (50...92 %) и текущем (влажность более 92%) состоянии.

Таблица 1.7 – Суточный выход и влажность птичьего помёта

Птицы	Выход, кг / сут.	Влажность, %
Куры	0,19	75
Индейки	0,60	83
Утки	0,42	83
Гуси	0,45	75

Согласно Мельникова С. В. [79], влажность B_n птичьего помёта определяется по следующей формуле:

$$B_n = 0,01P_{под} (B_э - B_{под}) + 0,01P_в (100 - B_э), \% \quad (1.1)$$

где $B_э$ - влажность экскрементов, %; $P_{под}$ – содержание подстилочного материала в помёте, %; B_n - первичная влажность подстилочного материала, %; $P_в$ - содержание в помёте воды, добавляемой в процессе очистки птицеводческих помещений, %.

Для определения влажности жидкого бесподстилочного помёта рекомендуется следующая формула:

$$B_n = \frac{M_n \cdot B_{\text{э}} + 100(M_{\text{в}} + M_{\text{см}})}{M_n + M_{\text{в}} + M_{\text{см}}}, \% , \quad (1.2)$$

где $B_n, B_{\text{э}}$ – влажность жидкого помёта и экскрементов, %; $M_{\text{э}}$ – масса смеси жидких и твердых экскрементов, кг; $M_{\text{в}}$ – масса воды, попавшей в канал из поилок и при мойке оборудования, кг; $M_{\text{см}}$ – масса воды, затрачиваемой на смыв помёта из каналов, кг.

К константам физических свойств птичьего помёта относятся:

- статический угол естественного откоса (α);
- коэффициент трения в начале движения (μ);
- плотность (ρ);
- липкость (σ);
- пластическая вязкость (ν).

Характер изменения физических характеристик птичьего помёта приведен на рисунке 1.6.

При влажности 70...50 % угол естественного откоса уменьшается на $4^\circ \dots 6^\circ$, при влажности 50% и ниже угол откоса находится в пределах $\alpha = 80^\circ \dots 40^\circ$.

Коэффициент трения о сталь возрастает (Малофеев В. И., [75, 76]) от 0,5 до 1,1 при увеличении влажности от 14 до 50 %. При угле наклона плоскости в $48^\circ \dots 50^\circ$ помёт скользит по поверхности независимо от влажности.

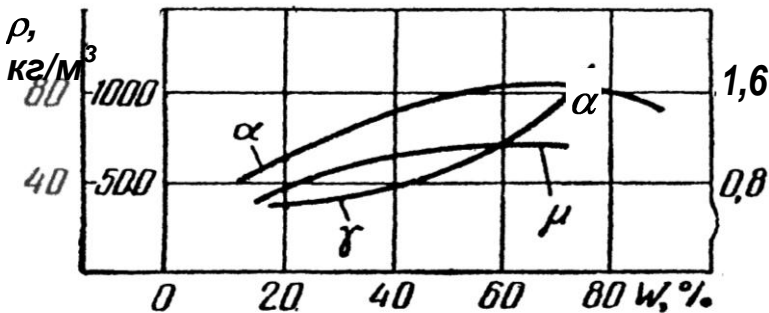


Рисунок 1.6 – Зависимость физических характеристик птичьего помёта от влажности: α – статический угол; f – коэффициент трения в начале движения; ρ – насыпная плотность

Плотность помёта при влажности 70% составляет 840...870 кг/м^3 , а при влажности 14 % плотность $\rho = 340...360 \text{ кг/м}^3$, соответственно, при влажности более 92 % (жидкое и полужидкое состояние) около 1000 кг/м^3 .

Липкость - напряжение прилипания птичьего помёта к различным поверхностям. Липкость существенно зависит от влажности помёта. Максимального значения силы прилипания достигают при влажности сырья, близкой к 75%. Сила прилипания растет с увеличением скорости отрыва помёта от поверхности. При скорости отрыва 1 м/с она в 2,5 раза выше, чем при скорости 0,1 м/с. Напряжение прилипания птичьего помёта к различным поверхностям колеблется в пределах 7...60 г/см^2 . Наименьшие значения сил возникают при соприкосновении помёта с такими материалами, как стекло, пластик, наибольшие – с резиной, деревом, покрытием бетона и асфальта.

Пластическая вязкость. В зависимости от влажности помёт может находиться в текучем (влажность 92% и выше), пластичном (влажность 70...50 %) и твердом (влажность 50% и ниже) состояниях.

Данные по физическим свойствам помёта используются при расчёте рабочих органов при проектировании бункеров – накопителей материала и загрузочно-выгрузочных транспортеров. Признаки текучести помёта наблюдаются при влажности 96...70%.

По данным Лаврова В. Н. [66], в результате экспериментального исследования реологических свойств жидкого помёта (вязкость и предельное напряжение сдвига) на ротационном вискозиметре РВ – 8 установлено, что ширина активного слоя между цилиндрами составляет 5 мм.

Вязкость, предельное напряжение сдвига для проб без подстилочного материала, с 10%-ной добавкой древесных опилок приведены в таблице 1.8.

Для случая обычного перемещения жидких материалов, в частности птичьего помёта в вертикальном направлении, наиболее существенными факторами, влияющими на рабочий процесс, являются такие физико-механические свойства, как плотность и вязкость.

Таблица 1.8 – Вязкость и предельное напряжение сдвига жидкого помёта

Навоз	Вязкость, кг·с/м ² (динамическая)	Предельное напряжение сдвига, кг/м ²	Плотность, кг/м ³	Влажность, %
Жидкий	0,025	0,366	1020	92,5
Жидкий + 10 % опилок	0,218	2,400	1030	90,7
Жидкий + 10 % опилок на 4 день	0,368	3,470	1030	90,6

1.3. Существующие теоретические исследования насосно-транспортирующих устройств

Рабочие органы в виде вращающихся в кожухах–желобах длинномерных спиральных винтов с шагом винтовой линии, примерно равной диаметру спирального винта, являются работоспособными на любых трассах: горизонтальных; наклонных; вертикальных; пространственных.

Могут перемещать материалы (в частности, птичий помёт): сыпучие; жидкие; полужидкие.

Процесс перемещения материала винтовой поверхностью рабочего органа в общем виде и в частных случаях идентичны в первом приближении с винтовыми конвейерами (шнеками). Схема сил, приложенных к материальной частице, по аналогии со шнеком, приведена на рисунке 1.7 и [29...31].

Частные случаи решения данного вопроса отражены в работах [21...25, 26, 28, 38, 40, 52, 56, 61, 62, 64, 66, 87, 89, 100, 107, 111...126] и других.

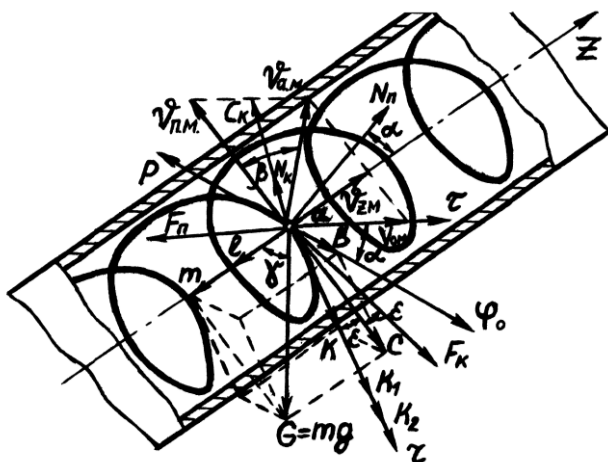


Рисунок 1.7 – Схема сил, приложенных к материальной частице в наклонном положении спирально-винтового рабочего органа

К частице «а», прижатой к кожуху, приложены следующие силы (рисунок 1.7): $P = m \cdot r \frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – касательная сила инерции; $K_1 = mW_0^2 r$ – центробежная сила инерции в переносном движении; $K_2 = mr\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2$ – центробежная сила инерции в относительном движении; $C_k = 2mW_0 r \frac{d\varphi}{dt}$ – сила Кориолиса; $l = m\lambda \frac{d^2\varphi}{dt^2} - \lambda = \frac{S}{2\pi}$ – аксиальная сила инерции; N_n – нормальная реакция наклонной поверхности спирального винта; $F_n = f_n \cdot N_n$ – сила трения материала о проволоку; N_κ – нормальная реакция кожуха рабочего органа; $F_\kappa = f_\kappa \cdot N_\kappa$ – сила трения материала о кожух.

Проектируя данные силы на соответствующие оси Σz ; $\Sigma \varphi$ и Σr , по аналогии с винтовыми поверхностями шнековых транспортирующих устройств [30-32], получены и решены соответствующие дифференциальные уравнения.

В общем виде подача (производительность) спирально-винтовых рабочих органов может определяться из уравнения:

$$W = \mathcal{G}_{ZM} \cdot F_M \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.3)$$

где \mathcal{G}_{ZM} – осевая скорость движения материала, м/с; F_M – площадь поперечного сечения движущегося по сечению кожуха материала, м²; ρ – плотность материала, кг/м³.

Обычно осевая скорость материала заменяется осевой скоростью спирального винта $\mathcal{G}_{ZM} = S \cdot n$ и вводится коэффициент осевого отставания K_g , площадь поперечного сечения материала заменяется площадью поперечного сечения кожуха $F_k = \pi D_k^2 / 4$ и вводится, соответственно, коэффициент наполнения K_F . Тогда уравнение подачи (производительности) принимает вид:

$$W = S \cdot n \cdot \pi \cdot D_k^2 \cdot K_g \cdot K_F \cdot \rho / 4, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.4)$$

где S – шаг винтовой линии спирального винта, м; n – частота вращения спирального винта, мин⁻¹; D_k – диаметр кожуха, м.

Для случая наклонного расположения рабочего органа:

$$W = \pi \cdot D_k^2 \cdot S \cdot n \cdot K_g \cdot K_F \cdot K_\alpha \cdot \rho / 4, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.5)$$

где K_α – коэффициент подачи (производительности), зависящий от угла наклона рабочего органа к горизонту.

Для более точного расчета в уравнение подачи (производительности) вводятся ряд дополнительных условий, учитывающих физико-механические свойства перемещаемых материалов (коэффициенты трения, крупность и сыпучесть частиц, склонность к дроблению, электропроводность, всхожесть, энергия прорастания) и конструктивные параметры рабочего органа (диаметр проволоки спирального винта, вид поперечного сечения проволоки, способ забора материала и другие).

С учетом площади поперечного сечения кожуха, занятого рабочим органом, уравнение подачи (производительности) принимает следующий вид:

$$W = \left(\frac{\pi D_k^2}{4} - \frac{\pi \delta^2}{4 \cdot \sin \alpha} \right) S \cdot n \cdot K_g \cdot K_F \cdot K_\alpha \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, (1.6)$$

где δ – диаметр проволоки спирального винта, м.

Площадь поперечного сечения проволоки в плоскости, перпендикулярной к оси рабочего органа, определяется из выражения:

$$F_\delta = \pi \delta^2 / 4 \cdot \sin \alpha, \text{ м}^2, \quad (1.7)$$

где δ - диаметр проволоки, м; α - угол наклона винтовой линии спирального винта, рад.

Угол наклона винтовой линии спирального винта определяется согласно уравнения:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}}, \text{ рад.}, \quad (1.8)$$

где $d_{cp} = d_n - \delta$ - средний диаметр спирального винта, м; d_n – наружный диаметр спирального винта, м.

Коэффициент наполнения определяется из соотношения:

$$K_F = \frac{V_k}{V_M + V_{IP}}, \quad (1.9)$$

где $V_k = \frac{\pi D_k^2}{4} L$ – объём кожуха устройства, м³; L – длина кожуха (трубы), м; V_M – объём, занятый перемещаемым материалом, м³; V_{IP} – объём рабочего органа (спирального винта), м³.

Объём спирально-винтового рабочего органа определяется из уравнения:

$$V_{iD} = \frac{\pi \delta^2}{4} l, \text{ м}^3, \quad (1.10)$$

где $l = \frac{\pi d_{cp} \cdot i}{\cos \alpha}$ – длина проволоки спирального винта, м; i

$= L / S$ – число витков спирального винта.

Основополагающим составляющим уравнения подачи (производительности) является осевая составляющая скорости движения материала в кожухе, которая, в свою очередь, является функцией от многих факторов:

$$V_{Z.M.} = f(d, \delta, \Delta, R_i, f_n, f_k, f_{МП}, W, n, \gamma, \rho, K_g, K_F),$$

где d – диаметр спирального винта, м; δ – диаметр проволоки, м; Δ – зазор между наружной поверхностью винтовой поверхности и внутренней поверхностью кожуха рабочего органа, м; γ – угол наклона к горизонту и характер трассы в пространстве (радиусы кривизны), рад; n – частота вращения рабочего органа, мин⁻¹; $f_{МП}, f_k, f_{II}$ – коэффициенты трения материала о материал проволоки и кожуха, спирального винта о кожух; W – влажность материала, %; ρ – плотность материала, кг/м³; R_i – положение заборной части по отношению к горизонту.

Согласно общепринятым правилам, для шнеков осевая скорость материала определяется по уравнению:

$$v_{ZM} = \omega_{\hat{a}} \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha_k = \frac{\pi \cdot n_{\hat{a}}}{30} \cdot r_k \operatorname{tg} \alpha_k, \text{ м/с, (1.11)}$$

где ω_6 – угловая скорость спирально-винтового рабочего органа, с^{-1} ; r_k – рабочий радиус кожуха, м; α_k – угол наклона винтовой линии по отношению к диаметру кожуха, рад.

Преображенский П. А. (Казань, 1968 г.) подачу (производительность) горизонтального гибкого шнека рекомендует выразить ($K_w < 0,5$) равенством:

$$W = K_F \cdot K_W \cdot F_K \cdot \vartheta_{Z.M.} \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.12)$$

где $K_W = \frac{d^2}{D_k^2}$ – коэффициент производительности;

$F_k = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - \frac{\delta^2}{\sin \alpha})$ – рабочая площадь поперечного

сечения кожуха, м^2 .

Тогда подача (производительность) может определяться из уравнения:

$$W = 150 \cdot K_F \cdot \frac{n_6 \cdot d^2}{D_k} (D_k^2 - \frac{\delta^2}{\sin \alpha}) \text{tg} \alpha_k \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.13)$$

Для случая равенства по величине шага и диаметра спирального винта (угол $\alpha_k = 15^\circ$), среднее значение угла трения большей части транспортируемых материалов равно 30° , коэффициент подачи (производительности) будет равен:

$$K_W = \frac{\cos 15^\circ \cdot \cos(15^\circ + 30^\circ)}{\cos 30^\circ} = 0,79, \quad (1.14)$$

и диаметр проволоки спирального винта, соответственно, принимается равным:

$$\delta = 0,18 \cdot d = 0,18 \cdot 0,85 \cdot D_k = 0,153 \cdot D_k, \text{ м.} \quad (1.15)$$

Преображенский П.А. [94] рекомендует уравнение подачи (производительности) гибкого шнека в случае сложной пространственной трассы:

$$W = 35 \cdot d^2 \cdot S \cdot n_g \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.16)$$

или, с некоторым приближением:

$$W = 40 \cdot F_d \cdot S \cdot n_g \cdot \rho, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.17)$$

где F_d – площадь поперечного сечения в пределах диаметра спирального винта, м^2 .

Сравнительная оценка значений подачи (производительности) по данной формуле для гибкого шнека с внутренним диаметром резинового кожуха $D_k = 38$ мм, диаметра (наружного) спирального винта $d = 34$ мм, шага винтовой линии спирального винта $S = 43$ мм, диаметра проволоки $\delta = 5$ мм, (материал - кукурузная крупа и хлористый калий), показала, что расхождения от экспериментальных значений не превышают 12% подача при $n_g = 425 \text{ мин}^{-1}$ составила 0,4 и 0,6 т/ч, при $n = 915 \text{ мин}^{-1}$, соответственно, 0,9 и 1,3 т/ч.

1.4 Существующие технологические схемы уборки навоза и помёта. Классификация навозоуборочных и помётоуборочных средств

Анализ состояния вопроса с механизацией технологических процессов уборки, погрузки, разгрузки (внесения удобрений в почву) навоза и птичьего помёта в России и за рубежом показывает, что существуют множество вариантов технологических схем и средств механизации. Существующие системы и машины достаточно далеки от совершенства, являются сложными по конструкции, материало- и энергоёмки, достаточно дорогие по стоимости.

Некоторые существующие схемы технологического процесса уборки, удаления, хранения, утилизации навоза и птичьего помёта на фермах и комплексах приведены на рисунке 1.8 соответственно, навозоуборочные и помётоуборочные технические средства на рисунке 1.9.

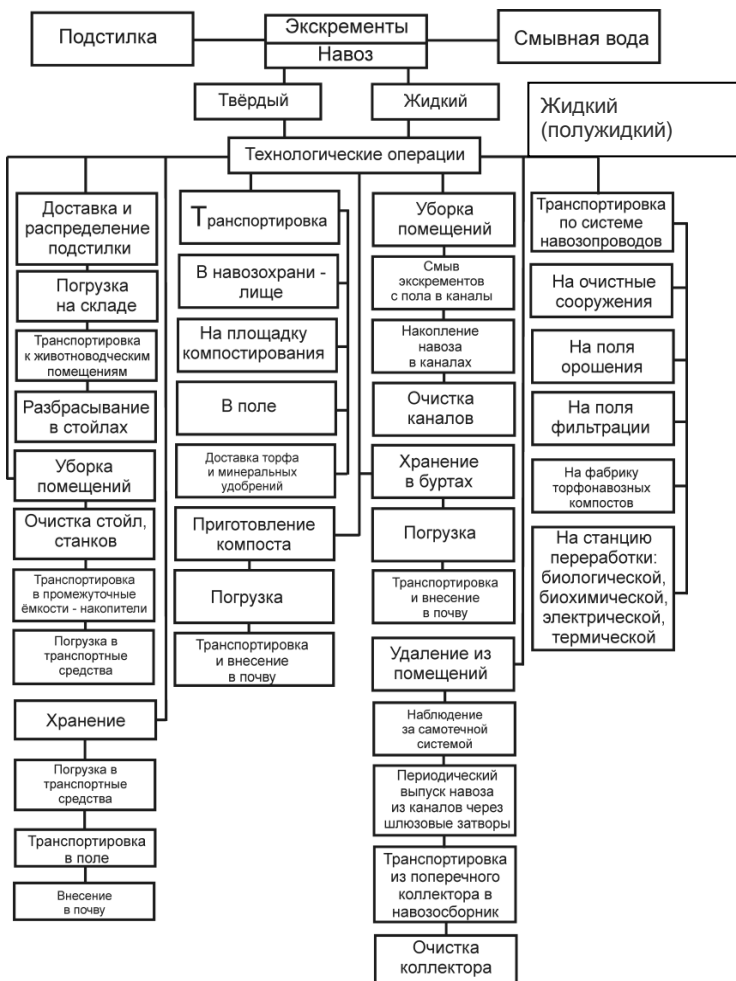


Рисунок 1.8 – Схема технологического процесса уборки, удаления, хранения, утилизации навоза и помёта на фермах (комплексах)

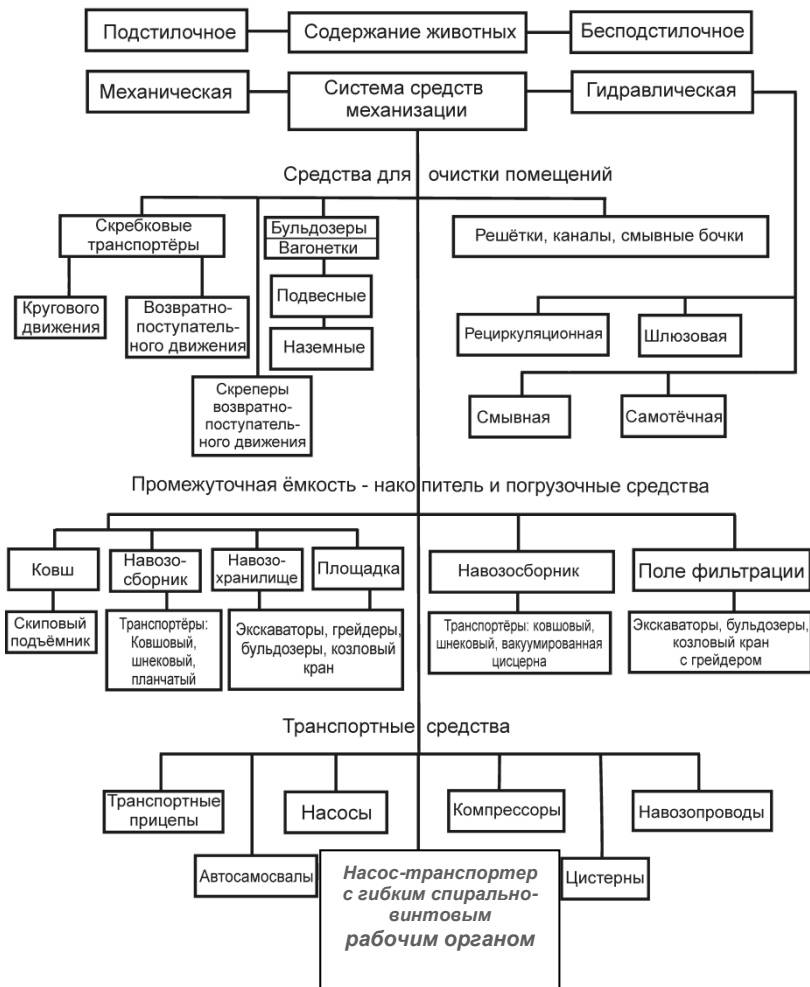


Рисунок 1.9 – Классификация навозоуборочных и помётоуборочных технических средств

1.5. Цель и задачи исследования

Анализ состояния вопроса показывает, что для перемещения птичьего помёта используются примерно идентичные насосно-транспортирующие технические средства, как и для навозной и свиной жижи, которые, в свою очередь, достаточно энерго- и металлоёмки, сложны по конструкции и недостаточно долговечны. Для таких систем, как использование гидро- и пневмотранспорта, необходимы большие капиталовложения.

В зависимости от технологии содержания птицы, помёт находится в трех состояниях: жидком, полужидком и в смеси с сухой подстилкой, в частности, с древесными опилками. При этом для жидкого и полужидкого состояния необходимы насосные средства, а для сухой смеси – транспортирующие устройства.

В связи с этим, целью исследования является снижение энерго- и материалоемкости средств механизации перемещения птичьего помёта с гибким спирально-винтовым рабочим органом путем обоснования их конструктивно-режимных параметров.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА

2.1 Обоснование конструкции рабочего органа для перемещения птичьего помёта

В первом приближении общий вид конструктивно-технологической схемы устройства с гибким спирально-винтовым рабочим органом приведен на рисунке 2.1.

Основными узлами рабочего органа являются привод 1 спирально-винтового рабочего органа 7 во вращательном движении посредством втулки 3, затяжное устройство 2, при этом рабочий орган – спиральный винт помещается в кожух 8.

Компоновка рабочего органа позволяет перемещать материалы различной влажности, плотности и вязкости, в том числе и со включениями (остатки корма, частицы травмированных птиц). Варьированием частоты вращения спирального винта предоставляется возможность перемещать жидкие и полужидкие материалы, в частности, птичий помёт. В связи с этим рекомендуется новый термин «насос–транспортёр», имея при этом в виду, что термин «насос» используется при перемещении жидкого и полужидкого материала птичьего помёта, «транспортёр» – при перемещении полусухого птичьего помёта в смеси с опилками, в частности с древесными опилками.

Предварительными исследованиями отечественных учёных установлено, что спирально-винтовые рабочие

органы перемещают материал по трассам: горизонтально, наклонно, вертикально и по пространственной линии.

Процесс перемещения материала происходит посредством воздействия на частицы материала винтовой поверхности спирального винта и наличия внутреннего трения между частицами материала.

Наиболее универсальным при наклонных и вертикальных положениях кожуха является забор материала через торец кожуха, что связано с более полным опорожнением ёмкости 6 (рисунок 2.1).

Одной из положительных характеристик (часто основных) является то, что при насосном варианте исполнения рабочего органа появляется возможность перемещения включений (примесей) жидкого материала с объёмом V (рисунок 2.1.), равным объёму межвиткового пространства между $S + d_e$, где S – шаг спирального винта, d_e – внутренний диаметр спирального винта.

В процессе работы материал за счёт винтовой поверхности быстро вращающегося спирального винта прижимается к внутренней поверхности кожуха 8 и перемещается в осевом направлении, вращаясь при этом за счёт наличия внутреннего трения между частицами жидкого и полужидкого материала, выливается через выпускное окно 5.

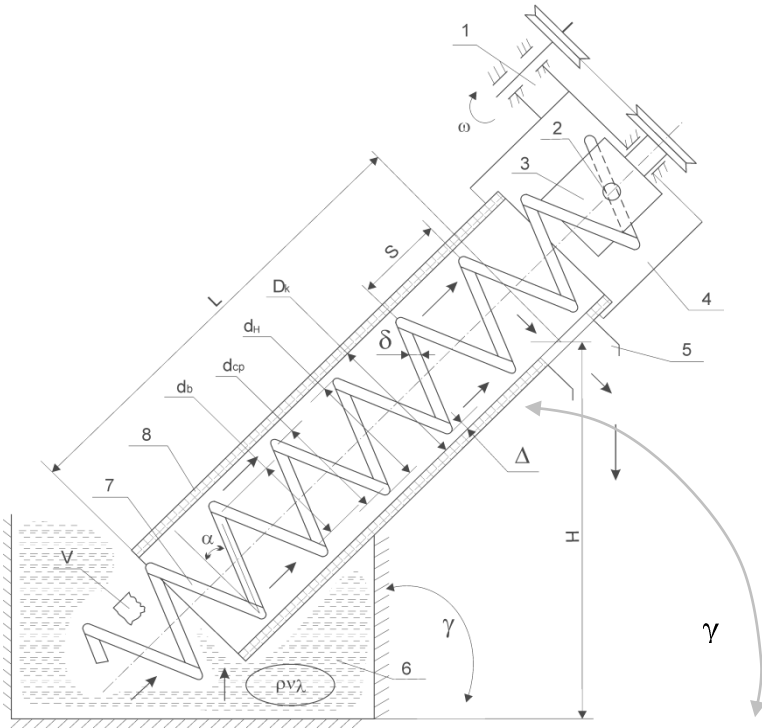


Рисунок 2.1 – Конструктивно-технологическая схема устройства с гибким спирально-винтовым рабочим органом: 1 – привод; 2 – узел крепления спирально-винтового рабочего органа; 3 – втулка головки привода; 4 – рама; 5 – выпускное окно; 6 – перемещаемый материал; 7 – гибкий спиральный винт; 8 – кожух; α – угол наклона винтовой линии к вертикали; γ – угол наклона к вертикали; H – высота подъема; L – длина трассы; $d_в$, $d_{ср}$, $d_н$, $D_к$, $d_б$ – диаметр спирального винта внутренний, средний, наружный, кожуха, проволоки; Δ – зазор; S – шаг спирального винта; V – возможный объем частицы материала; ρ – плотность, ν – вязкость и λ – липкость материала.

Анализ движения материала показывает, что рабочий процесс перемещения помёта зависит от режимных (угловой скорости спирального винта) ω , и геометрических параметров $D_k, d_n, d_{cp}, d_b, \delta, S, \alpha, H, \Delta, \gamma$, так и от физико-механических свойств материала V, ρ, v, λ , а также от форм заборной части и поперечного сечения проволоки спирального винта (круглый, квадратный, прямоугольный).

Исследования, проведённые предшествующими учёными, и исследования авторов настоящей работы позволяют констатировать то, что рабочий процесс осуществляется подобными рабочими органами в пределах следующих значений параметров компоновки:

- угол наклона трассы $\gamma = 0 \dots 90^\circ$;
- высота подъёма материала $H = 0,1 \dots 12,0$ м;
- угол наклона винтовой линии зависит от параметров спирального винта и составляет $\alpha = \arctg S/\pi d_{cp}$ ($10 \dots 25^\circ$);
- толщина проволоки спирального винта $\delta = 2 \dots 10$ мм;
- зазор между кожухом и наружным диаметром спирального винта $\Delta = 1 \dots 20$ мм;
- диаметр спирального винта (соответственно d_b, d_{cp}) $d_n = 10 \dots 150$ мм;
- диаметр кожуха (трубы) внутренней $D_k = 12 \dots 170$ мм;
- шаг спирального винта $S = 10 \dots 160$ мм;
- плотность материала $\rho = 250 \dots 1800$ кг/м³;
- частота вращения спирального винта $n = 10 \dots 12000$ мин⁻¹.

2.2 Режимно-конструктивные параметры рабочего органа

Анализ состояния механизации производственных процесса в птицеводстве, объёма работ, связанных с перемещением помёта для целей загрузки транспортных средств, заявки товаропроизводителей показывает, что в первом приближении производству необходимы насосно-транспортирующие устройства со следующими параметрами:

- высота подъёма, $H = 3 \dots 4$ м;
- подача (производительность), $W = 8 \dots 10$ т/ч;
- мощность привода, $N = 2 \dots 3$ кВт;
- материалоемкость, $G = 150 \dots 200$ кг;
- угол наклона трассы, $\gamma = 40 \dots 60^\circ$;
- стоимость комплектующего оборудования (без расхода на изготовление и накладных затрат), $C = 7 \dots 10$ тыс. руб.;
- длина трассы, $L = 4 \dots 5$ м.

Необходимая длина заготовки (проволоки) для навивки спирального винта подбирается, исходя из следующих положений:

$$L_n = l_g \cdot i, \text{ м}, \quad (2.1)$$

где l_g – длина проволоки для одного витка, м;

i – количество витков на спирального винта.

Количество витков определяется из уравнения:

$$i = L_n / S, \quad (2.2)$$

где S – шаг винтовой линии спирального винта, м.

Длина одного витка спирального винта определяется из уравнения (рисунок 2.2):

$$l_B = \sqrt{\pi(d_H - \delta)^2 + S^2}, \quad (2.3)$$

где d_H – наружный диаметр спирального винта, м; δ – диаметр проволоки, м.

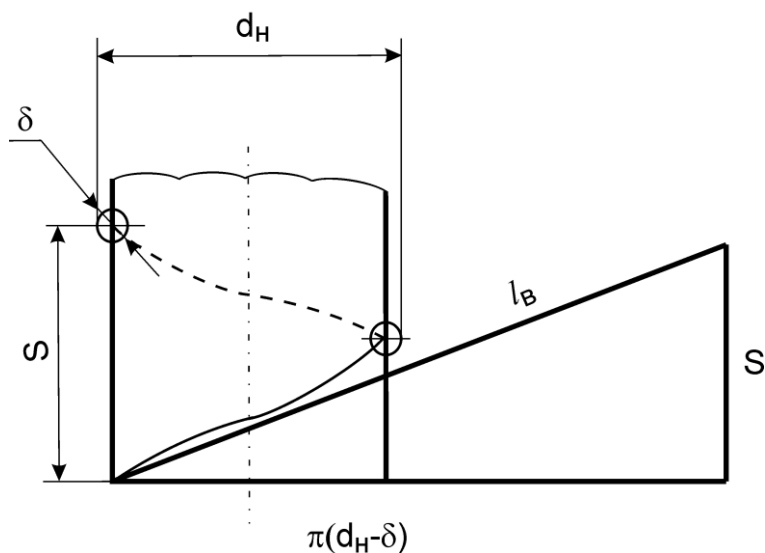


Рисунок 2.2 – Схема к определению длины развернутого спирального винта: l – длина развёртки одного витка; i – число витков; S – шаг витков спирального винта; δ – толщина проволоки; d_H – наружный диаметр спирального винта

Объём, занимаемый рабочим органом (спиральным винтом) внутри кожуха, определяется из уравнения:

$$V_n = 0,25 \cdot \pi \cdot \delta^2 L_n, \text{ м.} \quad (2.4)$$

Соответственно, масса спирального винта составит:

$$G_{np} = V \cdot \rho, \text{ кг,} \quad (2.5)$$

где ρ – плотность материала проволоки, кг/м³.

Спиральный винт навивают на станках–автоматах пружинонавивочных, или на токарно-винторезных станках с использованием оправок. Материал пружинной проволоки - Ст. 65 Г.

2.2.1 Подача (производительность) спирально-винтового рабочего органа

С целью исследования процесса перемещения помёта поперечное сечение кожуха условно разделили на три зоны:

- $П_1$ – зона зазора Δ между наружным диаметром винтовой линии спирального винта и внутренним диаметром кожуха;
- $П_2$ – зона непосредственного воздействия на материал винтовой поверхности спирального винта;
- $П_3$ – зона внутреннего диаметра спирального винта (рисунок 2.3).

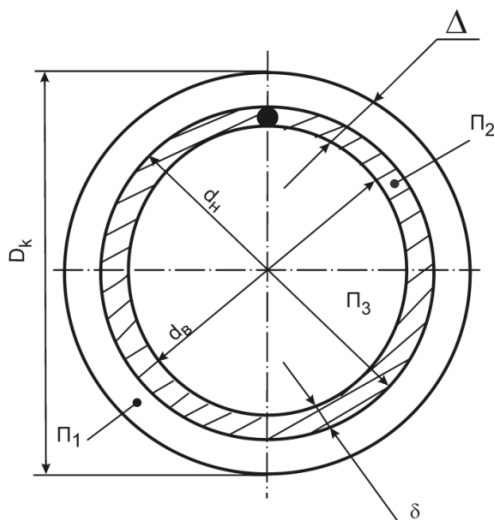


Рисунок 2.3 – Схема распределения зон движения жидкого материала внутри кожуха: Π_1 – зона движения жидкого материала за счёт внутреннего трения частиц; Π_2 – зона воздействия на жидкий материал проволоки спирального винта; Π_3 – зона пустотного кольца

Долевое распределение при диаметрах проволоки 3...5 мм площади поперечного сечения кожуха устройства в первом приближении составит:

$$\Pi_1 : \Pi_2 : \Pi_3 : = 20\% : 25\% : 55\% = 100\%.$$

В частности, для случая принятого к рассмотрению варианта компоновки с $D_k = 100$ мм, $d_n = 90$ мм, $\delta = 8$ мм получим:

$$P_1 = \pi D_k^2 / 4 - \pi d_n^2 / 4 = \frac{\pi}{4} (100 - 80) = 14,95 \text{ см}^2 (20\%); \quad (2.6)$$

$$P_2 = \pi d_n^2 / 4 - \pi d_g^2 / 4 = \frac{\pi}{4} (81 - 55) = 20,40 \text{ см}^2 (25\%); \quad (2.7)$$

$$P_3 = \pi d_g^2 / 4 = \frac{\pi}{4} \cdot 55 = 43,20 \text{ см}^2 (55\%). \quad (2.8)$$

Данные соотношения являются приближённым для различных назначений спирально-винтовых рабочих органов, так как основой рабочего органа всегда является спиральный винт с соответствующим диаметром проволоки, и диаметр внутренний кожуха или площадь поперечного сечения жёлоба. Например, насосно-транспортное устройство комплектуется спиральным винтом с параметрами: $D_k = 40$ мм, $d_n = 35$ мм, $\delta = 4$ мм.

Тогда имеем:

$$P_1 = 0,25 \cdot \pi D_k^2 - 0,25 \cdot \pi \cdot d_n^2 = 0,25 \cdot \pi (16 - 11,25) = 3,72 \text{ см}^2 (30\%); \quad (2.9)$$

$$P_2 = 0,25 \cdot \pi (d_n^2 - d_g^2) = 0,25 \cdot \pi (11,25 - 7,29) = 3,085\%); \quad (2.10)$$

$$P_3 = 0,25 \cdot \pi (d_g^2) = 0,25 \cdot \pi (7,29) = 5,71 \text{ см}^2 (45\%). \quad (2.11)$$

Данное распределение зон поперечного сечения по внутреннему диаметру кожуха примерно соответствует случаю вертикального подъёма жидкого и полужидкого птичьего помёта, так как перемещение материала по винтовой поверхности спирального винта представляется возможным лишь при наличии центробежной силы инерции P_u , превышающей ускорение силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$:

$$K_u = P_u / g > 1, \quad (2.12)$$

где K_u – коэффициент кинематического режима работы.

Рабочий процесс обеспечивается во всех зонах внутренней площади поперечного сечения кожуха при наличии осевой скорости перемещения жидкого материала.

С теоретической точки зрения [79], жидкий материал может перемещаться вверх и при равномерном вращении обычного сосуда (рисунок 2.4).

Для случая (рисунок 2.4) имеем:

$$- \text{центробежная сила } F_u = \omega^2 r;$$

$$- \text{потенциал } \Pi = -\frac{1}{2} \omega^2 r^2,$$

где r – кратчайшее расстояние от оси вращения z до рассматриваемой точки жидкого материала «а»:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2}, \text{ м.} \quad (2.13)$$

Уравнение относительного равновесия вращающегося жидкого материала выразится, как:

$$P + \rho \Pi - \frac{1}{2} \omega^2 r^2 \rho = Const, \quad (2.14)$$

где P - атмосферное давление, МПа; ρ – плотность жидкого материала, кг/м³.

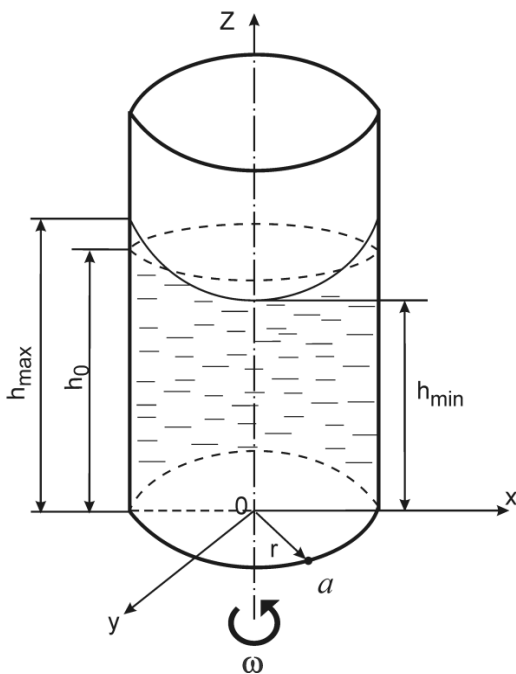


Рисунок 2.4 – Схема движения жидкого материала без спирального винта

При $P = Const$ имеем:

$$\Pi - \frac{1}{2} \omega^2 r^2 = Const, \quad (2.15)$$

тогда уравнение примет следующий вид:

$$gz - \frac{1}{2}\omega^2(x^2 + y^2) = Const, \quad (2.16)$$

при $x = 0, y = 0$, то есть в начале координат:

$$z - z_0 = \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2), \quad (2.17)$$

получаем параболоид вращения с параметром g / ω^2 .

С увеличением ω парабола становится более вытянутой.

При радиусе цилиндра r и первоначальном без вращения положении жидкого материала h_0 находим:

$$h_{\max} = h_0 + \frac{\omega^2 r^2}{4g}, \quad h_{\min} = h_0 - \frac{\omega^2 r^2}{4g}, \quad (2.18)$$

Измерением глубины воронки

$h_{\max} - h_{\min} = \frac{\omega^2 r^2}{2g}$ находится ω , или, зная ω , находится

необходимый напор.

Для оценки основных параметров перемещения жидкого материала в вертикальной трубе можно рассмотреть в первом приближении влияние вращающего движения жидкого материала под действием спирального винта

идентично вращающейся трубы с кромкой (рисунок 2.5) согласно общей теории гидромеханики.

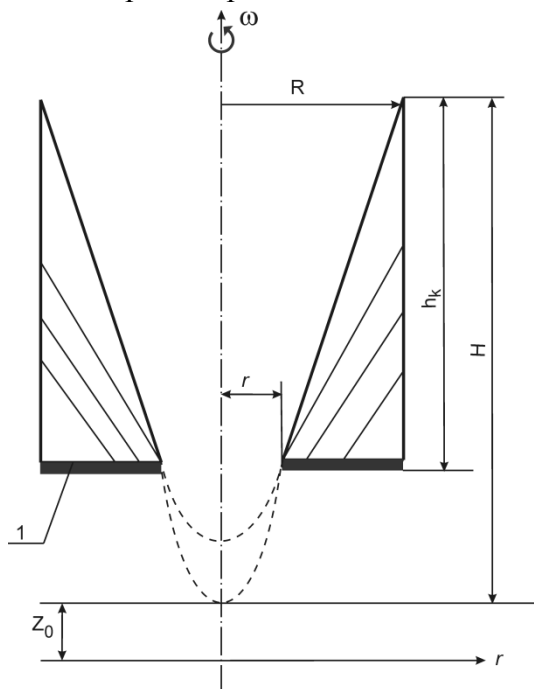


Рисунок 2.5 – Принципиальная схема подъема жидкого материала условной заменой спирального винта вращающейся трубой с крышкой: 1 – кромки; h_k – высота кожуха; H – возможная высота подъема жидкого материала (параболида вращения)

При равномерном вращении относительно вертикальной оси поле массовых сил \vec{q} неоднородно и

представляется суммой вектора \vec{g} ускорения свободного падения и вектора единичной центробежной силы инерции $j = \omega^2 r$ (ω – угловая скорость кожуха).

Поверхности уровня представляют собой конгруэнтные параболоиды вращения, ось которых совпадает с осью вращения кожуха (рисунок 2.5).

Уравнение поверхности уровня во вращающихся вместе с сосудом цилиндрических координатах (r, z) имеет вид:

$$z - z_0 = \omega^2 r^2 / 2g, \quad (2.19)$$

где z_0 – вертикальная координата вершины параболоида поверхности уровня;

(r, z) – коэффициенты любой точки поверхности уровня.

Высота параболоида вращения будет иметь вид:

$$H = \omega^2 R^2 / 2g, \text{ м}, \quad (2.20)$$

где R – радиус кожуха, м.

Закон распределения давления в жидком материале выразится уравнением:

$$P = P_0 + \rho \frac{\omega^2 r^2}{2} - \rho g (z - z_0), \text{ Па}, \quad (2.21)$$

где P_0 – давление в точках параболоида поверхности уровня, вертикальная координата вершины которого равна z_0 , Па; P – давление в произвольной точке жидкого материала с координатами r и z , Па.

Уравнение распределения давления жидкого материала внутри вертикального кожуха показывает, что давление по радиусу увеличивается по параболоиду.

Использование уравнения Бернулли, при известных параметрах потенциального напора, создаваемого вращением или кожуха, или спиральным винтом 7 (рисунок 2.1) при известном радиусе спирального винта ($r = d_n / 2$) и $\gamma = 90^\circ$ (вертикальное положение спирально-винтового рабочего органа) позволяет определить осевую скорость движения жидкого материала и, соответственно, производительность.

Для случая, например, $r = 0,04$ м, $n = 2310$ мин⁻¹, имеем:

$$H = \omega^2 r^2 / 2g = 4,6 \text{ м,}$$

где $n = 38,5$ с⁻¹, $\omega = 2\pi n = 242$ с⁻¹.

При $h_k = 1,4$ м (рисунок 2.5) потенциальный напор составит:

$$H_n = H - h_k = 4,6 - 1,4 = 3,2 \text{ м.}$$

Из уравнения Бернулли при заданном начальном $z_1 = 1,4$ м (высота кожуха) и $z_2 = 3,2$ м (потенциальный напор):

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\vartheta_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\vartheta_2^2}{2g}, \quad (2.22)$$

получим

$$\vartheta_2^2 / 2g = 1,8 \text{ м},$$

откуда максимальная осевая скорость жидкого материала:

$$\vartheta_{z..M}^{\max} \approx \sqrt{1,8 \cdot 2g} = 5,95 \text{ м/с}.$$

Согласно общепринятым законам гидромеханики, средняя осевая скорость движения жидкого материала составит:

$$\vartheta_{z..M}^{cp} \approx \frac{1}{2} \vartheta_{z..M}^{\max} \approx 3 \text{ м/с},$$

тогда объёмная подача (производительность) найдётся из уравнения:

$$W_T = \pi(R^2 - r^2)\vartheta_{z..M}^{cp} = 3,14(0,044^2 - 0,037^2) \cdot 3 = 0,00534 \text{ м}^3/\text{с},$$

или для случая перекачки жидкого материала плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ составит 19200 кг/ч , отличаясь от экспериментальных данных на 2% ($W_э = 18900 \text{ кг/ч}$).

Данные предпосылки согласуются с основополагающими уравнениями гидродинамики (Лагранжа, Эйлера, Бернулли) в случаях наличия в

жидкостях сил тяжести, что и наблюдается при использовании спирально-винтовых насосов.

Интегралы уравнений движения, когда в жидком материале действует сила тяжести, имеют вид:

– интеграл Лагранжа (неустановившееся движение):

$$\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \rho \frac{\vartheta^2}{2} + \gamma z + P = c(t), \quad (2.23)$$

– интеграл Эйлера

$$\frac{\rho \vartheta^2}{2} + \gamma z + P = c, \quad (2.24)$$

– интеграл Бернулли

$$\frac{\rho \vartheta^2}{2} + \gamma z + P = c. \quad (2.25)$$

Умножение скалярного уравнения движения жидкого материала на элементарное перемещение \overline{dr} вдоль линии тока позволяет определить удельную работу или удельные энергии. В уравнении Бернулли:

$\frac{\rho \vartheta^2}{2}$ – характеризует удельную кинетическую энергию;

$\gamma z + P$ – удельную потенциальную энергию (γz – представляет удельную потенциальную энергию положения частиц жидкого материала, находящейся на некоторой высоте z от выбранной плоскости сравнения, P/γ – удельную потенциальную энергию давления). Данные выражения - это удельные энергии, отнесённые к единице объёма или массы. Сумма кинетической и потенциальной энергии равна полной механической энергии, и полная удельная энергия частиц жидкого материала в разных точках одинакова:

$$\frac{\rho g_1^2}{2} + P_1 + \gamma z_1 = \frac{\rho g_2^2}{2} + P_2 + \gamma z_2, \quad (2.26)$$

Для определения гидродинамической добавки (вызванной движением жидкого материала, т. е. избыточное гидродинамическое давление), заменяется уравнением:

$$P_u = P - P_{\text{гидростат.}} = P + \gamma z, \text{ Па}, \quad (2.27)$$

подставляя данное уравнение в уравнение Бернулли и разделив на удельный вес γ , получим:

$$\frac{P}{\gamma} + z + \frac{g^2}{zg} = H, \text{ м}, \quad (2.28)$$

где $\frac{P}{\gamma}$ – пьезометрическая высота, м; z – геометрическая

высота, м; $\frac{g^2}{zg}$ – скоростная высота (приведённый

скоростной напор), м; H – полный гидродинамический напор, м.

Наличие внутри кожуха вращающегося спирального винта, в отличие от вращения полого кожуха, вблизи спирального винта за счёт неравномерности пограничного слоя геометрия параболоида вращения нарушается.

Принципиальная схема движения жидкого материала при вертикальном расположении спирально-винтового рабочего органа внутри кожуха приведена на рисунке 2.6.

По аналогии с гидродинамикой и теорией рабочего процесса спирально-винтовых рабочих органов (вращающихся в кожухе или желобе, рисунок 2.1), приняты следующие обозначения:

$R_k = D_k / 2$ – внутренний радиус кожуха, м;
 $r_{cp} = d_{cp} / 2$ – средний радиус спирального винта, м; δ – диаметр проволоки спирального винта, м; r_i – расстояние от оси спирального винта до любой точки внутри кожуха, м; $e = S / 2\pi$ – ход винтовой линии спирального винта на один радиан, м/рад; S – шаг винтовой линии спирального винта, м; ω – угловая скорость вращения спирального винта, c^{-1} ;

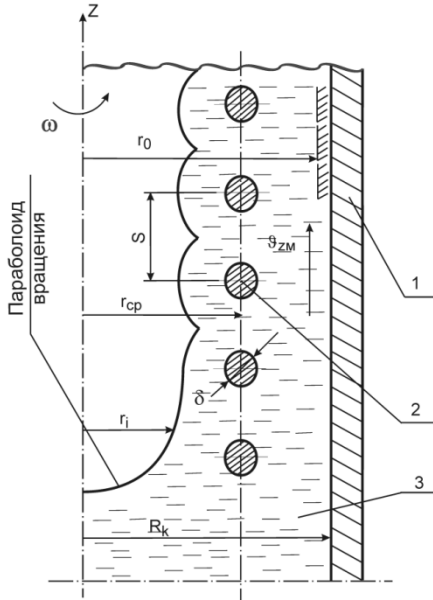


Рисунок 2.6 – Схема движения жидкого материала верх с помощью вращающегося спирального винта: 1 - кожух; 2 - гибкий спиральный винт; 3 - жидкий материал (помёт птичий)

ρ - плотность жидкого материала (птичьего помёта), кг/м^3 ; g - ускорение свободного падения, м/с^2 ; μ - коэффициент динамической вязкости, кг/м.с ; ν - коэффициент кинематической вязкости, $\text{мм}^2/\text{с}$; H - высота подъёма жидкого материала, м.

Из теоретических предположений следует полагать, что частицы жидкого материала, оказавшиеся в пространстве (рисунок 2.6) $r_{cp} < r_i < R_k$, вовлекаются в

осевое движение. Заполнение кожуха жидким материалом поддерживается за счёт подпора в ёмкости, так как нижний уровень параболоида вращения сохраняется примерно на прежнем (до вращения) уровне.

Предполагается, что при вращении в пространстве $r_{cp} < r_i < R_k$ и $z > H$, где H - высота подъёма жидкого материала параболоида вращения, пограничной слой, образующейся вдоль проволоки спирального винта, в пространстве между мгновенными положениями витков удерживается плёнкой поверхностного натяжения, и эта плёнка совершает винтообразное движение вместе с рабочим органом, увлекая при этом близлежащие частицы жидкого материала. При $r_i \rightarrow R_k$ импульс частицы жидкого материала ослабевает вследствие вязкости жидкого материала. Внутренняя стенка кожуха ($r_i = R_k$), естественно, оказывает на движение жидкого материала тормозящее воздействие, так как она является неподвижной.

В работе рассматривается установившееся осесимметричное вертикальное движение жидкого материала.

Если допустить, что на плёнке поверхностного натяжения флуктуации скоростей \mathcal{G}_φ и \mathcal{G}_z намного меньше самих скоростей, то оказывается возможным разработать расчётную модель течения жидкого материала.

Расчётная модель состоит в том, что сложная по геометрии пленка поверхностного натяжения между витками спирального винта заменяется цилиндрической поверхностью радиуса $r_i=r_{cp}$, вращающейся с угловой скоростью ω и движущейся вдоль координаты z со скоростью:

$$\mathcal{G}_{z..M} = v\omega = S\omega / 2\pi . \quad (2.29)$$

Такая постановка задачи позволяет отдельно определить осевую скорость течения жидкого материала в пространстве $r_{cp} < r_i < R_k$ и $z > H$. Подобие расчётной модели истинной картине рабочего процесса перемещения помёта достаточно полным, если будет определено соотношение между силами трения при обтекании проволоки спирального винта и при течении вдоль кожуха $r_i = r_{cp}$.

Закон сопротивления движению жидкого материала вдоль стенок кожуха расчётной модели и вдоль проволоки спирального винта можно записать в виде:

$$F_z = C_{f_z} \cdot \frac{\rho g_{zM}^2}{2} \cdot S_z \text{ и}$$

$$F_{II} = C_{f_{II}} \cdot \frac{\rho g_{zM}^2}{2} \cdot S_{II} , \quad (2.30)$$

где индексы z и n относятся, соответственно, к спиральному винту и кожуху (цилиндру); $S_z = \frac{\pi}{2} \cdot S_z^*$ – поверхность плёнки поверхностного натяжения, m^2 ; S_n – поверхность проволоки спирального винта, m^2 ; ρ – плотность жидкого материала, kg/m^3 ; $g_{z\mu}$ – осевая скорость жидкого материала, m/s .

Использование коэффициентов подобия гидродинамического K_1 и геометрического K_2 , позволит определить общий коэффициент подобия:

$$K = \frac{F_z}{F_n} = \frac{C_{fz}}{C_{fn}} \cdot \frac{\pi \cdot S_z}{2 \cdot S_n} = K_1 \cdot K_2 \quad (2.31)$$

Коэффициент геометрического подобия определится из уравнения:

$$K_2 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{S_z}{S_n} = \frac{\pi H \cdot 2\pi r_{cp} \cdot S}{4\pi^2 \delta \sqrt{r_{cp}^2 + e^2} \cdot H} = \frac{S \cdot r_{cp}}{2\delta \sqrt{r_{cp}^2 + e^2}} = \frac{\pi \epsilon r_{cp}}{\delta \sqrt{r_{cp}^2 + e^2}}, \quad (2.32)$$

где $S_z = 2\pi r_{cp} \cdot H$ – площадь поверхности проволоки, m^2 ;

$S_n = 2\pi^2 \delta \sqrt{r_{cp}^2 + e^2} \cdot i$ – площадь поверхности

проволоки, m^2 ; $i = \frac{H}{S}$ – число витков спирального винта

на высоте H .

Истинное течение жидкого материала вдоль проволоки спирального винта характеризуется числами Re_e , лежащими в пределах $5 \cdot 10^5 < Re_e < 10^7$, и для него коэффициент сопротивления может определиться по Блазиусу:

$$C_{fz} = \frac{0,664}{\sqrt{Re_e}}. \quad (2.33)$$

Следовательно, задача определения коэффициента гидродинамического подобия K_l сводится к определению чисел Re_e для истинного и модельного течения:

$$Re_n = \frac{\omega \sqrt{r_{cp}^2 + e^2} \cdot l}{\nu} \text{ и} \\ Re_z = \frac{\omega \cdot e \cdot H}{\nu}, \quad (2.34)$$

где $l = 2\pi \sqrt{r_{cp}^2 + e^2} \cdot i$ – длина пути частицы жидкого материала, то есть длина винтовой линии, м; ν – коэффициент кинематической вязкости, mm^2/s .

В результате подстановок получим:

$$K_1 = \frac{C_{fz}}{C_{fn}} = \frac{0,6645\sqrt{\text{Re}_n}}{0,074\sqrt{\text{Re}_z}} = 9 \cdot \nu^{0,3} \cdot \omega^{-0,3} (r_{cp}^2 + \hat{a}^2) H^{-0,3} \cdot \hat{a}^{-0,7} = \quad (2.35)$$

$$= 9 \left[\frac{\nu \cdot \hat{a}}{\omega H (r_{cp}^2 + \hat{a}^2)} \right]^{0,3} \cdot \frac{\sqrt{r_{cp}^2 + \hat{a}^2}}{\hat{a}}.$$

Тогда, соответственно, полный коэффициент подобия определится из уравнения:

$$K = K_1 K_2 = 9\pi \frac{r_{cp}}{\delta} \left[\frac{\nu \cdot \epsilon}{\omega H (r_{cp}^2 + \epsilon^2)} \right]^{0,3} \quad (2.36)$$

Для определения осевой скорости жидкого материала в пространстве $z > H$ и $r_{cp} < r_i < R_k$ необходимо значение осевой скорости, полученной из расчётной модели, уменьшить в K раз.

Допуская, что составляющие вектора скорости частиц жидкого материала $\mathcal{G}_{z,m}$ - окружная скорость частицы \mathcal{G}_φ и осевая скорость \mathcal{G}_z зависят только от координаты r_i (рисунок 2.6), уравнение Навье – Стокса в значительной степени может быть упрощён.

Осевое течение в вертикально расположенном кожухе зависит от силы тяжести и может быть описано дифференциальным уравнением:

$$\frac{d^2 \mathcal{G}_{z\mathcal{M}}}{dr_i^2} + \frac{1}{r_i} \cdot \frac{d\mathcal{G}_{z\mathcal{M}}}{dr_i} = \frac{1}{\mu} \cdot \rho g, \quad (2.37)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости, кг/м·с; g – ускорение свободного падения, м/с².

При выполнении граничных условий:

$$r_i = r_{cp}, \quad \mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = v \cdot \omega;$$

$$r_i = R_k, \quad \mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = 0;$$

$$r_i \rightarrow 0, \quad \mathcal{G}_{z\mathcal{M}} \text{ – ограничено,}$$

течение жидкого материала наблюдается только в тонком пристеночном слое радиуса r_0 , а при $r_i < r_0$, $\mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = 0$.

Обозначим скорость жидкого материала в пространстве $r_0 < r_i < R_{cp}$ через $\mathcal{G}_{z\mathcal{M}_1}$, а в пространстве

$r_{cp} < r_i < R_k$ через $\mathcal{G}_{z\mathcal{M}_2}$.

Тогда решение задачи определения осевой скоростью жидкого материала для указанных областей получится в виде (при $r_0 < r_i < r_{cp}$)

$$\mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = v\omega - \frac{1}{4\mu} \rho \cdot g (r_{cp}^2 - r_i^2), \text{ м/с,} \quad (2.38)$$

где r_{cp} – средний радиус спирального винта, м; r_i – расстояние от оси спирального винта до любой точки внутри кожуха, м.

$$r_0 = \sqrt{r_{cp}^2 - \frac{4\mu\omega}{\pi g}}, \text{ м}, \quad (2.39)$$

при $r_{cp} < r_i < R_k$, соответственно:

$$g_{z_{m_2}} = -\frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r_i^2) + \frac{\omega + \frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r_{cp}^2)}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} \cdot \ln \frac{R_k}{r_i}, \text{ м/с}, \quad (2.40)$$

Соответствующий этим скоростям объемный расход жидкого материала через поперечное сечение кожуха подача (производительность) определится интегрированием скоростей:

$$W = \int_{r_0}^{r_{cp}} 2\pi r_i g_{z_{i_1}} dr_i + \int_{r_{cp}}^{R_k} 2\pi r_i g_{z_{i_2}} dr_i = \pi \hat{\omega} \left(\frac{R_k^2 - r_{cp}^2}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} - r_0 \right) - \frac{\pi \rho g}{8\mu} \times, \quad (2.41)$$

$$\times \left[(R_k^2 - r_{cp}^2)^2 \left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} \right) + (r_{cp}^2 - r_0^2)^2 + 2r_{cp}^2 (R_k^2 - r_{cp}^2) \right], \hat{i}^{3/2}$$

Исходя из условия подобия истинного и модельного течения жидкого материала, может определиться объемный

расход жидкого материала через поперечное сечение кожуха:

$$W_u = \frac{1}{K} \cdot W, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2.42)$$

Скорость осевого течения жидкого материала в пространстве между цилиндрами (согласно теории гидромеханики) $r_1 = r_{cp}$ и $r_2 = R_k$ может описываться уравнением Навье – Стокса:

$$\frac{1}{r_i} \cdot \frac{d}{dr_i} \left(r_i \frac{d\mathcal{G}_{z\mathcal{M}}}{dr_i} \right) = \frac{1}{\mu} \cdot \rho \cdot g. \quad (2.43)$$

Уравнение движения жидкого материала решается при условиях на границах:

$$r_i = r_{cp}, \quad \mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = \omega \quad \text{и} \quad r_i = R_k, \quad \mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = 0.$$

В результате интегрирования и несложных преобразований, получим:

$$\mathcal{G}_{z\mathcal{M}} = -\frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r_i^2) + \frac{\omega + \frac{1}{4\mu} \rho g (R_k^2 - r_{cp}^2) \cdot \ln \frac{R_k}{r_i}}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}}. \quad (2.44)$$

Соответствующий этой скорости объемный расход жидкого материала через сечение $r_{cp} < r_i < R_k$ кожуха может быть определен по формуле:

$$W = \int_0^{R_k} 2\pi r_i g_{2M} dr_i = \frac{\pi g \omega}{2} \left[\frac{R_k^2 - r_{cp}^2}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} - 2r_{cp}^2 \right] - \frac{\pi}{8\mu} \rho g (R_k^2 - r_{cp}^2) \left[(R_k^2 - r_{cp}^2) \left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} + 2r_{cp}^2 \right) \right] \quad \text{или}$$

$$W = \frac{\pi g \omega}{2} (R_k^2 - r_{cp}^2) \left[\frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} - \frac{2}{\left(\frac{R_k}{r_{cp}}\right)^2 - 1} \right] - \frac{\pi}{8\mu} \rho g (R_k^2 - r_{cp}^2) \left[\left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} + \frac{2}{\left(\frac{R_k}{r_{cp}}\right)^2 - 1} \right) \right]^3, \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (2.45)$$

Полученное выражение (2.45) позволяет с учетом реологических свойств исследованного материала определить оптимальные конструктивно-режимные параметры устройства для перемещения птичьего помета в зависимости от потребной подачи (производительности).

Для определения эквивалентного перепада давления в транспортирующем кожухе, обеспечивающего подачу (производительность) W , нужно решить задачу подъема жидкого материала в пространстве $r_{cp} < r_i < R_k$ под давлением. Это решение имеет следующий вид:

$$W_p = \frac{\pi}{8\mu} \left(\frac{P_2}{H} - \rho g \right) (R_k^2 - r_{cp}^2)^2 \left[\left(1 - \frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} \right) + \frac{2}{\left(\frac{R_k}{r_{cp}}\right)^2 - 1} \right], \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (2.46)$$

Приравнявая W и W_p , получим:

$$\frac{\pi}{8\mu} \cdot \frac{P_2}{H} \left[R_k^4 - r_{cp}^4 - \frac{(R_k^2 - r_{cp}^2)^2}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} \right] = \frac{\pi g \omega}{2} \cdot \frac{1}{\ln \frac{R_k}{r_{cp}}} \left[R_k^2 - r_{cp}^2 - 2r_{cp}^2 \ln \frac{R_k}{r_{cp}} \right],$$

откуда, соответственно, создаваемое вращающимся спиральным винтом давление в кожухе:

$$P_3 = \frac{4\mu H \cdot v\omega}{R_k^2 - r_{cp}^2} \cdot \frac{\frac{R_k^2}{r_{cp}^2} - 1 - 2\ln \frac{R_k}{r_{cp}}}{\left(\frac{R_k^2}{r_{cp}^2} + 1\right) \ln \frac{R_k}{r_{cp}} - \left(\frac{R_k^2}{r_{cp}^2} - 1\right)}, \text{Па.} \quad (2.47)$$

2.2.2 О начале забора птичьего помёта вертикально-вращающимся спирально-винтовым рабочим органом

Представляет научный и практический интерес тот факт, при каких частотах вращения начинается забор вязкой жидкого материала вертикальным кожухом при вращении в нём спирального винта. Анализ теоретически полученных зависимостей и сравнение их с экспериментальными данными позволяет сформулировать рекомендации по способу забора жидкого и полужидкого птичьего помёта.

В цилиндрическом кожухе радиуса R (рисунок 2.7) вращается с угловой скоростью ω и движется вдоль кожуха с линейной скоростью $\mathcal{V}_{zn} = S\omega/(2\pi)$ спиральный винт среднего радиуса r_{cp} , диаметр проволоки которой равен δ , а шаг спирального винта – S , увлекая за собой жидкость плотностью ρ , коэффициент кинематической вязкости которой равен ν .

В случае подъёма жидкого материала и движения спирального винта в канале, скорость перемещения жидкого материала относительно спирального винта равна $u_0 = \mathcal{G}_{zn} - \mathcal{G}_{zM}$, где \mathcal{G}_{zn} – линейная осевая скорость движения спирального винта, а \mathcal{G}_{zM} – осевая скорость жидкого материала относительно канала.

Уравнение Бернулли данного движения для объёма соответствующего шагу спирального винта S вдоль оси z будет иметь следующий вид:

$$\frac{1}{2} \rho \mathcal{G}_{zM}^2 = \Delta p - \rho g S - h_n, \quad (2.48)$$

где h_n – потери напора в кожухе на данном участке.

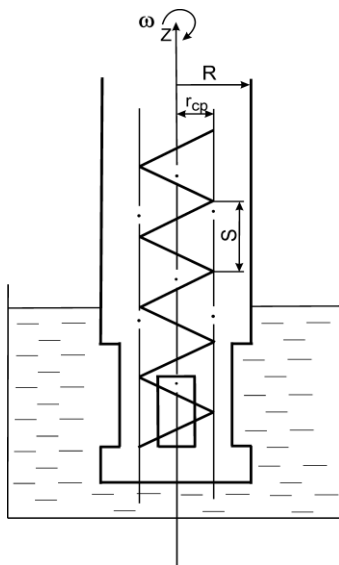


Рисунок 2.7 – Схема забора жидкого материала

Принимая во внимание, что шаг спирального винта составляет для принятых параметров исследований $S \approx 20 \dots 60$ мм, то на такой длине потери напора в уравнении можно не учитывать. Тогда, подставляя значение перепада давления за счёт движения спирального винта по формуле:

$$\Delta p = \xi \rho g \vartheta_{zn}^2 / 2 = \xi \rho (\vartheta_{zn} - \vartheta_{zm})^2 / 2, \quad (2.49)$$

получим уравнение для определения осевой скорости движения ϑ_{zm} :

$$\frac{1}{2} \rho \vartheta_{zm}^2 = \xi \rho \frac{(\vartheta_{zn} - \vartheta_{zm})^2}{2} - \rho g S, \quad (2.50)$$

Приведя его к виду, удобному для решения, получим квадратное уравнение относительно ϑ_{zm} :

$$(\xi - 1)\vartheta_{zm}^2 - 2\xi\vartheta_{zn}\vartheta_{zm} + \xi\vartheta_{zn}^2 - 2gS = 0. \quad (2.51)$$

Дискриминант этого уравнения равен:

$$D = 4(\xi\vartheta_{zn}^2 + 2gS(\xi - 1)), \quad (2.52)$$

При $\xi > 1$ величина дискриминанта всегда положительна $D > 0$, а при $\xi < 1$, $D > 0$, только при $\xi\vartheta_{zn}^2 > 2gS(1 - \xi)$.

Таким образом, линейная скорость движения спирального винта должна удовлетворять неравенству:

$$g_{zn} > \sqrt{2gS(1/\xi - 1)}, \text{ м/с.} \quad (2.53)$$

Решение данного квадратного уравнения, позволит получить значение скорости движения жидкого материала по кожуху

$$g_{zM} = \frac{\xi g_{zn} \pm \sqrt{\xi g_{zn}^2 + 2gS(\xi - 1)}}{(\xi - 1)}, \text{ при } \xi \neq 1. \quad (2.54)$$

Знак выбирается из физических условий, чтобы скорость подъёма g_{zM} была положительна.

Полученная теоретическая зависимость позволяет определить значение критической или пороговой скорости движения спирального винта или частоты её вращения, т. е. скорости, при которой начинается подъём жидкого материала.

Из теории зависимости при условии $g_{zM} = 0$ следует:

$$\xi g_{zn}^2 - 2gS = 0.$$

Откуда:

$$g_{zn_{кр}} = \sqrt{2gS/\xi}. \quad (2.55)$$

Для цилиндрического кожуха внутреннего диаметра $D_k = 100$ мм, диаметра спирального винта $d_{cp} = 75$ мм, диаметра проволоки $\delta = 8$ мм и шага спирального винта $S = 70$ мм., коэффициент сопротивления $\xi = 0,42$.

При этих параметрах, $g_{znkr} = 1,83$ м/с. Это значение удовлетворяет одновременно теоретическим предпосылкам и согласуется с экспериментальными данными, показывающими, что при скорости вращения спирального винта 1740 мин^{-1} жидкость ещё не поднимается. С увеличением скорости вращения спирального винта, а, следовательно, и линейной скорости её перемещения, начинается подъём жидкого материала, но на небольшую высоту, до 3 м., так как в этом случае, согласно уравнению Бернулли, скоростной напор, в основном расходуется на работу сил тяжести и преодоления сил трения и не наблюдается непрерывного подъёма жидкого материала.

Проведённый анализ позволяет указать пути совершенствования транспортирующих устройств за счёт эффективного увеличения проходного сечения заборной части трубы для уменьшения пороговой скорости вращения спирального винта, при которой начинается подъём жидкого материала.

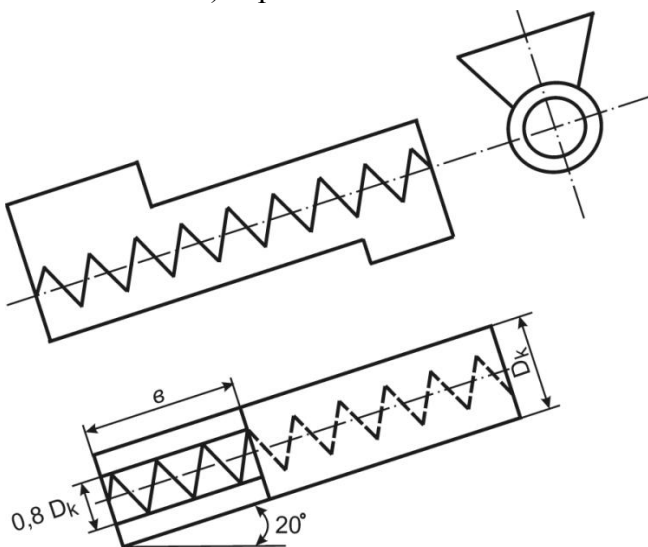
2.2.3 Определение параметров загрузочного окна кожуха устройства при перемещении полужидкого птичьего помёта и смеси помёта с подстилкой

Теоретическими предпосылками установлено, что размеры загрузочного окна существенно влияют на подачу (производительность) W рабочего органа. Авторы предшествующих исследований на основании опытов

рекомендуют длину загрузочного окна « b » брать в пределах $(1,5 \dots 2,5) s$, где s – шаг спирального винта (рисунок 2.8).

Можно теоретически определить оптимальную величину « b » в зависимости от числа оборотов n (c^{-1}), диаметра кожуха D_k (м) и шага спирального винта S (м).

Нормальная работа устройства возможна при соблюдении условия равенства пропускной способности входного отверстия загрузочного окна Q_0 и подачи (производительности) горизонтального



*Рисунок 2.8 – Схема заборной части устройства
для перемещения птичьего помёта*

и пологонаклонного до 20° транспортирующего устройства W . Приравнивая $Q_0 = W$, получим:

$$\alpha F_0 \vartheta_3 = \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot \frac{sn}{60} \cdot K_F \cdot \rho \cdot k_g, \quad (2.56)$$

где F_0 – площадь входного отверстия, м^2 ; ρ – плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$; ϑ_3 – скорость поступления материала через загрузочное окно кожуха, $\text{м}/\text{с}$; $\alpha = \sqrt{2\lambda \cdot \lambda_1 / 3}$, где λ и λ_1 – коэффициенты расхода, зависящие от насыпной плотности, размера частиц и радиуса выходного отверстия; K_F и k_g – коэффициенты, соответственно, наполнения и скорости.

Уравнение относительно b в окончательном виде примет вид:

$$0,113 \cdot g \cdot b^3 = 1,7 \cdot 10^{-4} (0,8D_k + b)(S \cdot n \cdot K_F \cdot k_g)^2 \cdot D_k^3. \quad (2.57)$$

Решение уравнения относительно b позволит найти необходимую длину загрузочного окна для заданных параметров транспортирующего устройства (рисунок 2.9 и 2.10).

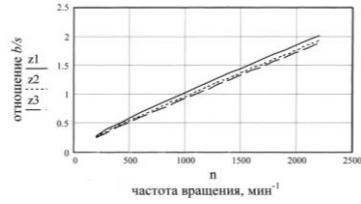
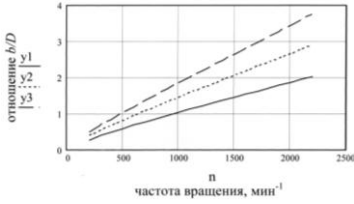


Рисунок 2.9 – Изменения отношения длины загрузочного окна к диаметру кожуха $y = b / D$ в зависимости от частоты вращения n спирального винта для различных значений шага S .

Обозначения: $y_1 - S = D_k$;
 $y_2 - S = 1,5 D_k$; $y_3 - S = 2 D_k$

Рисунок 2.10 – Изменение отношения длины загрузочного окна к шагу спирального винта $z = b/S$ в зависимости от частоты вращения n спирального винта для различных значений шага S .

начения: $z_1 - S = D_k$; $z_2 - S = 1,5 D_k$; $z_3 - S = 2 D_k$

Данную зависимость можно для всех значений шага аппроксимировать единой формулой:

$$b / s = 1,37 \cdot 10^{-3} n - 0,05, \quad (2.58)$$

и использовать при проектировании транспортирующих устройств с вращающимся в кожухе спиральным винтом.

Рассмотрим влияние заборной части на наполняемость кожуха устройства перемещаемым материалом. Обозначим отношение объема перемещаемого материала к свободному объему устройства через коэффициент наполнения $k_F = V_M / V_K = x$,

где V_M – объём материала, м³; V_K – свободный объём кожуха устройства, м³.

Процесс перемещения запишется в виде дифференциального уравнения:

$$db/d\omega = A\omega x, \quad (2.59)$$

интегрируя, найдем решение:

$$x = C \cdot e^{A\omega^2/2}. \quad (2.60)$$

Подставляя найденные константы, получим, например частное решение для длины окна заборной части $b = 0,6$ с:

$$k_F = 0,8 \cdot e^{-0,01 \cdot \omega^2}, \quad (2.61)$$

график, которого изображён на рисунке 2.11. Аналогичная зависимость получена для коэффициента отставания:

$$K_g = \mathcal{G}_{z_M} / \mathcal{G}_{z_n}, \quad (2.62)$$

где \mathcal{G}_{z_M} – осевая скорость перемещения материала, м/с;

\mathcal{G}_{z_n} – осевая скорость перемещения винтовой поверхности спирального винта, м/с;

После аппроксимирования получим:

$$k_D = 0,4 + 0,3e^{-0,28\omega}. \quad (2.63)$$

Из экспериментальных исследований запишем зависимость подачи (производительности) W перемещения материала в транспорте от относительной частоты вращения спирального винта $\omega = n/200$ в виде дифференциального уравнения:

$$dW/d\omega = AW, \quad (2.64)$$

принимая коэффициент $A = (k + 1/\omega)$ и интегрируя это уравнение, найдем общее решение:

$$W = C \cdot \omega \cdot e^{k\omega}. \quad (2.65)$$

Использование результатов экспериментальных исследований позволяет найти значение неизвестных коэффициентов. Например, для $b = 0,6 \text{ s}$; $k = -a = -0,2$; $C = 0,43$ (рисунок 2.12):

$$Q = 0,43\omega \cdot e^{-0,2\omega}. \quad (2.66)$$

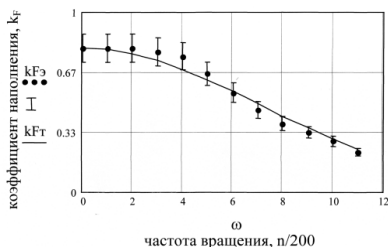


Рисунок 2.11 – Изменения коэффициента наполнения k_F кожуха устройства в зависимости от частоты вращения n спирального винта (точками обозначены экспериментальные значения)

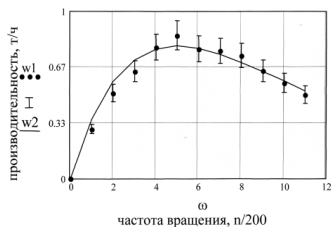


Рисунок 2.12 – Зависимость подачи производительности W устройства от частоты вращения n спирального винта при $b/s = 0,6$

Для изучения процесса попадания частиц в кожух устройства рассмотрим случай, когда осевая скорость спирального винта достигает значений, при которых большая часть не успевает проникнуть во внутрь кожуха, так как вертикальная скорость перемещения частиц недостаточна для прохождения соответствующего расстояния. Предельную скорость вращения спирального винта, при которой происходит сметание частиц, можно определить, рассмотрев прохождение частиц через загрузочное окно длиной b и шириной $0,8 D$ (рисунок 2.13).

При прохождении частицы через окно её центр массы проходит путь в вертикальном направлении:

$$(d + 2r - D_k) / 2 = gt^2 / 2, \quad (2.67)$$

где D_k – диаметр кожуха, м; r_c – радиус частицы, м.

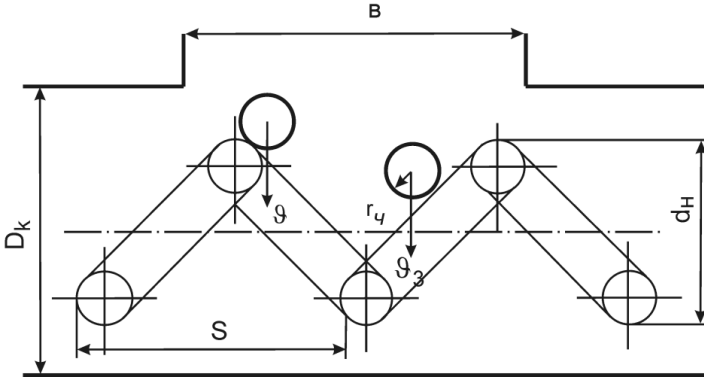


Рисунок 2.13 – Схема перемещения частиц через загрузочное окно

При этом виток спирального винта пройдет в горизонтальном направлении путь, равный длине окна:

$$b - r_c = snt / 60. \quad (2.67)$$

Формула выведена в предположении, что частица сферической формы с радиусом r_c . При частоте вращения спирального винта больше критической, частица не может пройти через отверстие длиной b . Основным условием падения частиц в кожух является частота вращения спирального винта:

$$n \leq \frac{60(b-r)}{s} \sqrt{\frac{g}{d_n + 2r_c - D_k}}, \quad \text{при этом}$$

параметры транспортера должны удовлетворять полученному соотношению, что подтверждается экспериментальными данными.

2.3 Прочность, осадка и удлинение рабочего органа

Расчёты обычно проводятся проверочные и уточненные. В нашем случае в проверочном расчёте учитываются только изгибающий и крутящий моменты, действующие в поперечном сечении проволоки витка спирального винта.

Первоначальным фактором нагрузки кручения спирального винта является мощность привода, которая определяется или прибором, или по уравнению:

$$N_{\text{мех.}} = \frac{WH}{367} + \frac{WLC}{367}, \text{ кВт}, \quad (2.69)$$

где W – подача (производительность), м³/ч; H – высота подъёма материала, м; L – длина транспортирования, м; C – коэффициент сопротивления.

Соответственно, мощность двигателя определяется из уравнения:

$$N_{\text{дв.}} = K_{\text{пер.}} \frac{N_{\text{мех.}}}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (2.70)$$

где $K_{\text{пер.}}$ – коэффициент перегрузок (1.2...1.5); η – коэффициент полезного действия привода.

Изгибающий момент, согласно общепринятой методике:

$$M_{\text{изг}} = 97500 \frac{N_{\text{мех}}}{\eta}, \text{ Н}\cdot\text{см}, \quad (2.71)$$

где n – частота вращения спирального винта, мин^{-1} .

Соответственно, крутящий момент:

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_z \cdot d_{\text{ср}}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{см}, \quad (2.72)$$

где P_z – осевое усилие, Н (рисунок 2.14); $d_{\text{ср}} = d_n - \delta$ – средний диаметр спирального винта, м; d_n – наружный диаметр спирального винта, м; δ – диаметр проволоки, м.

Осевое усилие определится из уравнения:

$$P_z = \frac{2M_{\text{изг}}}{d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)}, \text{ Н}, \quad (2.73)$$

где $\alpha = \text{arctg} \frac{S}{\pi d_{\text{ср}}}$ – угол наклона винтовой линии, рад.;

S – шаг спирального винта, м; φ – угол трения материала о винтовую поверхность спирального винта.

По третьей теории прочности:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}}{W_{\text{э}}} = \frac{\sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{0,1 \cdot \delta^3} \leq \sigma, \text{ МПа}, \quad (2.74)$$

где $M_{\text{пр}}$ – приведённый момент, Н·см; $W_{\text{э}}$ – момент сопротивления сечения проволоки, см³.

Индекс спирального винта предпочтительнее подбирать в пределах:

$$C_{\text{п}} = \frac{d_{\text{ср}}}{\delta} \geq 4. \quad (2.75)$$

С учётом максимального пускового момента, напряжение изгиба составит:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}} \cdot K_{\text{пуск}}}{W_{\text{э}}} \leq \sigma P, \text{ МПа}, \quad (2.76)$$

где $K_{\text{пуск}}$ – коэффициент пусковой перегрузки (1,5...1,8);

σP – допускаемое напряжение на изгиб (растяжение).

Для холоднотянутой углеродистой пружинной проволоки II класса по ГОСТ 9389 – 60 допускаемое напряжение следует выбирать в пределах:

$$\sigma \leq \frac{0,6 \cdot \sigma_{\text{вз}}}{k}, \quad (2.77)$$

где $\sigma_{\epsilon z}$ – временное сопротивление на растяжение; $\kappa = 1,9$ – коэффициент запаса прочности.

Исследованиями установлено, что при перемещении полужидких (в особенности сыпучих) материалов по трассе длиной более 4 м наблюдается:

– укорочение (осадка спирального винта) при движении материала в сторону от загрузочного окна (от привода);

– удлинение спирального винта при движении материала в сторону к приводному устройству.

При более длинных трассах в первом случае дальний конец спирального винта закрепляется к упорному подшипнику, во втором же случае кожух проектируется несколько длиннее рабочего органа.

Схема к определению осадки (удлинения) спирального винта приведена на рисунке 2.14.

Осадка (удлинение) спирального винта определяется согласно интегралу Мора из уравнения:

$$\lambda = \int_B^A \frac{M_p \cdot M_1}{G \cdot J_p} \cdot dx, \quad (2.78)$$

где d_x – длина элемента спирального винта; M_p – момент приложенной нагрузки; M_1 – момент единичный (условный).

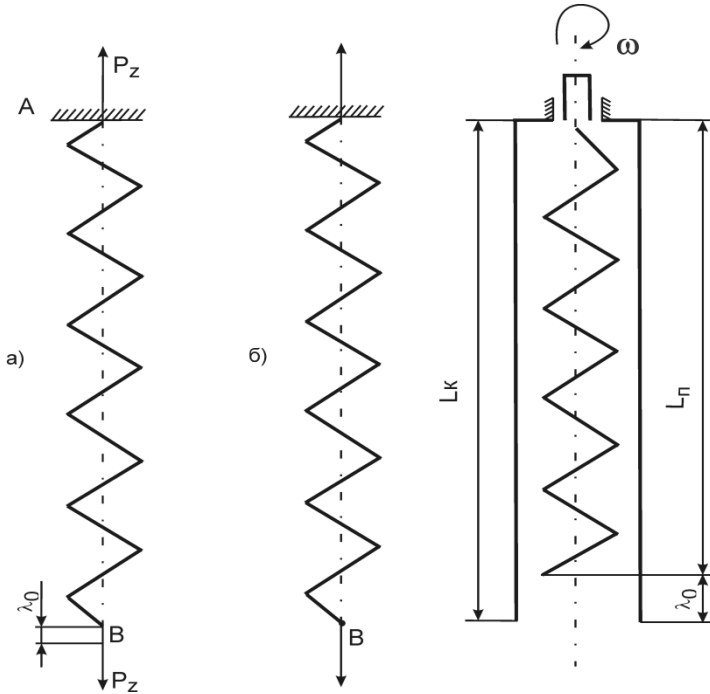


Рисунок 2.14 – К расчёту длины выгрузной части кожуха при перемещении материала в сторону к приводу: l_n – длина спирального винта; λ_0 – удлинение (осадка)

Из рисунка 2.14 и 2.1 имеем (из курса «Сопротивление материалов»):

$$M_p = P_z \cdot \frac{d_{cp}}{2} \quad \text{и} \quad M_1 = 1 \cdot \frac{d_{cp}}{2}, \quad (2.79)$$

или

$$\lambda = \int_0^l \frac{P_z d_{cp}}{2} \cdot \frac{1 \cdot d_{cp}}{2} \cdot \frac{dx}{G \cdot J_p}, \quad (2.80)$$

где l – длина проволоки спирального винта (в первом приближении $l = 3 \cdot L_n$); G – модуль сдвига материала проволоки; J_p – полярный момент инерции.

Подставляя значения:

$$l = \pi \cdot d_{cp} \cdot i, \text{ м}, \quad (2.81)$$

где i – число витков спирального винта (L_n/S) и

$$J_p = \frac{\pi \delta^4}{64},$$

где δ – диаметр проволоки спирального винта, получим:

$$\lambda = \frac{8 \cdot P_z \cdot d_{cp}^3 \cdot i}{G \cdot \delta^4}. \quad (2.82)$$

2.4 Выводы

1. На основании анализа технических средств механизации уборки птичьего помёта и навозной жижи, разработано малозатратное по энергии устройство, с гибким спирально-винтовым рабочим органом. (Патент РФ на полезную модель № 66790).
2. При перемещении жидкого и полужидкого помета, а также смеси с подстилкой из древесных опилок устройство обеспечивает подачу (производительность) в диапазоне $1 \dots 10 \text{ м}^3/\text{ч}$, высоту вертикального подъема до 6 м, длину наклонной трассы в 25 м.
3. На основе существующих исследований отечественных и зарубежных авторов, основных законов механики жидкостей определены зоны движения материалов внутри кожуха, теоретически возможные высоты подъема жидкостей по аналогии с вращающимися трубами, трактуемыми в гидромеханике, выведены уравнения для определения давления, создаваемого вращающимся спирально-винтовым рабочим органом, и подачи (производительности).
4. По результатам теоретических исследований определено влияние частоты вращения спирального винта и его конструктивных параметров, физико-механических свойств птичьего помёта на величину подачи (производительности) и удельной энергоёмкости разработанного устройства. Получено уравнение для

определения подачи (производительности) устройства в зависимости от конструктивно-режимных параметров с учетом физико-механических свойств птичьего помета. Выявлены факторы и выведено уравнение, позволяющее определить влияние формы и размеров заборного окна на подачу (производительность) предлагаемого устройства.

3 МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА

3.1 Программа исследований

Целью экспериментальных исследований является изучение реального процесса перемещения сельскохозяйственных жидкостей, основных параметров этого процесса: подачи (производительности) W и энергозатрат N , в зависимости от частоты вращения рабочей спирального винта (n), от параметров загрузочного окна ($Π_0$), наружного диаметра спирального винта (d_n), угла подъёма винтовой линии спирального винта ($α$), реального зазора между спиральным винтом и кожухом ($Δ$), угла наклона к горизонту ($γ$), вязкости материала ($ν$), высоты подъёма (H).

3.2 Экспериментальные установки

Экспериментальные исследования процесса перемещения жидких, полужидких материалов (птичьего помёта) спирально-винтовым рабочим органом проводилось на стенде, схема которого представлена на рисунке 3.1.

Стенд включает в себя три ёмкости: 1- компенсатор, 2- основная ёмкость, 8 - мерительная ёмкость, а также загрузочное окно 3, спиральный винт 4, кожух 5, подшипниковое устройство 6, электродвигатель 7, кран 9.

Приводное устройство 6 и 7 позволяет изменять частоту вращения спирального винта 4 в пределах от $800 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$ посредством изменения диаметров шкивов или частоты вращения вала электродвигателя. Материалом кожуха 5 являются полиэтиленовые трубы внутренним диаметром $D_k = 20 \dots 100 \text{ мм}$ (раздел 4.1).

Для наглядности измерения толщины вращения в кожухе слоя жидкого материала была изготовлена экспериментальная установка с нижним расположением приводного устройства (рисунок 3.2).

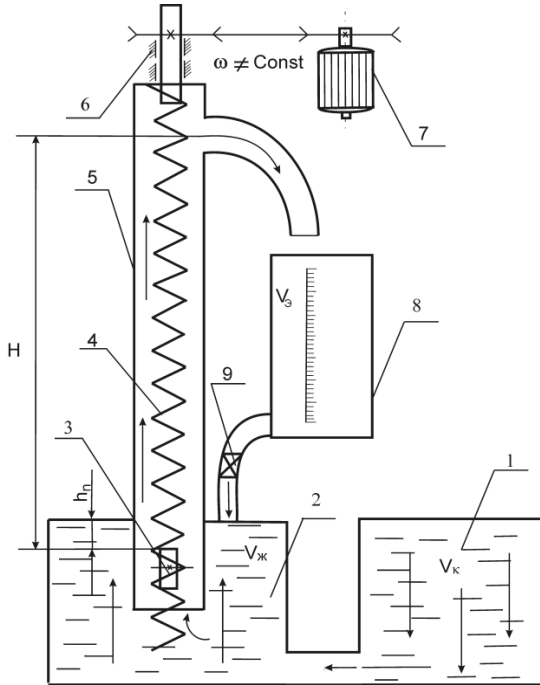


Рисунок 3.1 – Схема экспериментального стенда: 1 – компенсатор; 2 – ёмкость; 3 – окно; 4 – спиральный винт; 5 – кожух; 6 – подшипниковое устройство; 7 – двигатель; 8 – мерительная ёмкость; 9 – кран

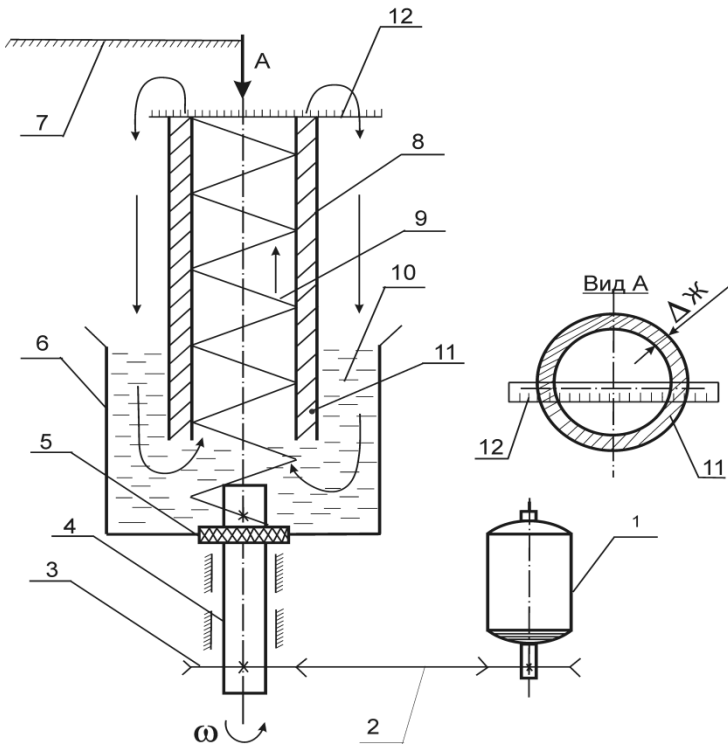


Рисунок 3.2 – Схема экспериментального стенда для определения толщины слоя жидкого материала: 1 – двигатель; 2 – ремень; 3 – шкив; 4 – подшипниковое устройство; 5 – сальниковое устройство; 6 – ёмкость; 7 – площадка наблюдения; 8 – кожух (труба); 9 – экспериментальный спиральный винт; 10 – жидкий материал; 11 – вращающийся жидкий материал; 12 – масштабная линейка

3.3 Способы забора жидкого материала

Для установления зависимости основных параметров рабочего процесса, в частности, подачи (производительности) и энергозатрат от конструктивных параметров заборного устройства были выбраны следующие виды (формы) окна (рисунок 3.3):

а – спиральный винт на 1...2 витка выходит от кожуха;

б – спиральный винт находится на 0,5...1 виток внутри кожуха;

в – жидкий материал входит и из торца кожуха, и из периферийных окон (1, 2, 3 и 4 окна) различного поперечного сечения в зависимости от диаметра кожуха ($D_k = 20 \dots 100$ мм)

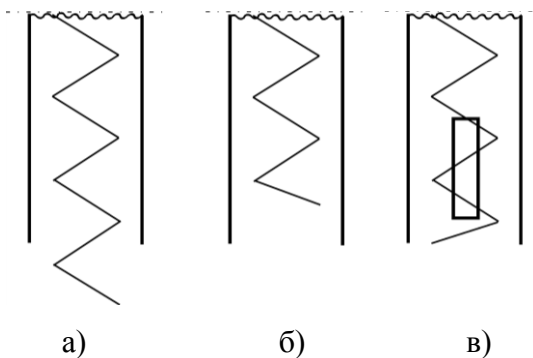


Рисунок 3.3 – Виды забора жидкого материала

Материалом для исследования служили: вода, подсолнечное масло, помёт птичий жидкий и полужидкий, помёт с опилочной подстилкой.

Плотность исследуемых жидкостей замерялось ареометром (ГОСТ 18480) при температуре испытаний с последующим приведением к плотности при 20°C, плотность помёта с подстилкой определялась прибором типа «Пурка».

Температура жидкого материала определялся ртутным термометром типа СП – 27 (ГОСТ 2045), с абсолютной погрешностью показаний $\pm 0,5\%$.

Влажность и плотность полужидкого помёта измерялись с помощью сушильной печи, коэффициент внутреннего трения – прибором «Трибометр», липкость – липкостемером.

Кинематическая вязкость определяется вискозиметром ВУ – 200 (ГОСТ 33), с абсолютной погрешностью измерения $\pm 0,2\%$.

Были использованы следующие параметры установок:

1. Внутренний диаметр кожуха $D_k = 20 \dots 100$ мм;
2. Диаметр спирального винта $d_n = 15 \dots 95$ мм;
3. Диаметр проволоки спирального винта $\delta = 3 \dots 8$ мм;
4. Шаг спирального винта $S = 20 \dots 100$ мм;
5. Высота подачи жидкого материала $H = 1 \dots 6$ м;
6. Частота вращения спирального винта $n = 1000 \dots 5000$ мин⁻¹;
7. Материал проволоки спирального винта Ст.65 Г.

3.4 Методика и порядок экспериментальных исследований

Выбор приборов производился в соответствии с требованиями, предъявляемыми к их параметрам:

- точность измерения;
- простота конструкции;
- возможность прямого измерения;
- малая масса и низкая стоимость;
- универсальность.

Точность измерения устанавливалась по каждому измеряемому параметру.

При исследованиях подачу (производительность) определялась весовым и объёмным способами с использованием весов РН – 50 Ш и мерника (ГОСТ 8.400) объёмом 5 л. Максимальная погрешность 0,1% при измерении массы от 0,1 до 1,0 кг.

Время замерялось двухстрелочным секундомером (ГОСТ 8.423) с ценой деления шкалы 0,01 с и погрешностью измерения $\pm 0,3\%$.

Максимальная относительная погрешность измерения производительности перемещения оценивалась по формуле:

$$\delta_w = \pm \sqrt{\delta_v^2 + \delta_p^2 + \delta_t^2}, \quad (3.1)$$

где δ_v – погрешность градуировки мерника; δ_p – погрешность определения плотности; δ_t – погрешность замера времени.

Максимальная относительная погрешность измерения производительности устройства при $\delta_v = \pm 1,5\%$, $\delta_p = \pm 1\%$ и $\delta_t = \pm 0,3\%$ составила $\delta_w = \pm 1,81\%$.

Мощность замерялась ваттметром Д 504 (ГОСТ 8476) класса точности 0,5 и относительной погрешностью измерений $\pm 0,5\%$.

Шаг винтовой линии замерялся масштабной линейкой и штангенциркулем точностью измерения $\pm 0,1$ мм.

Наружный диаметр рабочего органа замерялся путём определения расстояния между двумя параллельными пластинами (1), прижимающими витки (2) с точностью измерения $\pm 0,1$ мм штангенциркулем (рисунок 3.4).

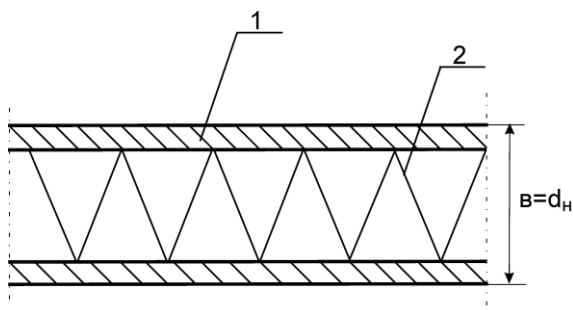


Рисунок 3.4 – Схема измерения диаметра спирального винта:

1 – пластины; 2 – витки спирального винта

Исследования подачи (производительности) проводились на экспериментальной установке, приведённой на рисунке 3.1, с вертикальным подъёмом жидкого материала и перекачкой по замкнутому циклу методом однофакторного эксперимента.

Условия проведения эксперимента изменялись путём изменения следующих параметров:

1. Внутренний диаметр кожуха, D_k , мм;
2. Частота вращения спирального винта, n , мин⁻¹;
3. Диаметр (наружный) спирального винта, d_n , мм;
4. Шаг спирального винта, S , мм;
5. Диаметр проволоки, δ , мм;
6. Высота подъёма жидкого материала, H , м;
7. Перекачиваемый жидкий материал, плотность ρ , кг/м³, кинематическая вязкость ν , мм²/с;
8. Форма заборного участка.

Подачу (производительность) определяли при установившемся режиме работы устройства, измерения проводились трехкратной повторности с помощью тарированной мерной емкости вместимостью $V_э$. Расчёты производили по формуле (в общем виде):

$$W = \frac{V_э}{t} \rho, \text{ кг/ч}, \quad (3.2)$$

где $V_э$ – объём жидкого материала, м³; t – время, ч; ρ – плотность, кг/м³

или

$$W = 3,6 \frac{V_{\text{э}}}{t} \rho, \text{ кг/ч}, \quad (3.3)$$

когда вместимость (объём) измеряется в см^3 , время в с, плотность в г/см^3 .

Мощность привода насосного устройства ($N_{\text{пол}}$) определялась через мощность электродвигателя (ваттметром) и рассчитывалась по формуле

$$N_{\text{пол}} = N_{\text{общ}}(1 - \eta) - N_{\text{хх}}, \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

где $N_{\text{общ}}$ – мощность электродвигателя в процессе работы, Вт; $N_{\text{хх}}$ – мощность на холостом ходу, Вт; η – коэффициент полезного действия приводного устройства.

Удельные энергозатраты рассчитывались, как отношение потребляемой мощности к единице производительности, по формуле:

$$N_y = N_{\text{пол}} / W, \text{ Вт}\cdot\text{ч/м}^3, \quad (3.5)$$

$$N_y = N_{\text{пол}} / W, \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг},$$

где W – подача (производительность) устройства в $\text{м}^3/\text{ч}$ или кг/ч .

Удельные энергозатраты N_y^H с учётом высоты подъёма жидкого материала (H , m) определялись из формулы:

$$N_{\text{о}}^{\text{т}} = N_{\text{и}}^{\text{т}} / WH, \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг}\cdot\text{м}. \quad (3.6)$$

Для выяснения картины осевого отставания перемещаемого материала (ϑ_{ZM}) от осевой скорости винтовой поверхности спирального винта ($\vartheta_{ZП}$) использовали коэффициент осевого отставания K_{ϑ} , который определялся по формуле:

$$K_{\vartheta} = \vartheta_{ZM} / \vartheta_{ZП}. \quad (3.7)$$

Осевая скорость винтовой поверхности рассчитывалась по формуле:

$$\vartheta_{ZП} = Sn / 60, \text{ м/с}, \quad (3.8)$$

где S – шаг спирального винта, м; n – частота вращения спирального винта, мин^{-1} .

Осевая скорость перемещения материала определялась экспериментально, путём замера продолжительности подъёма жидкого материала (t) от места забора до места слива (высота подъёма жидкого материала H , м) и рассчитывалась по формуле:

$$\vartheta_{ZM} = H / t, \text{ м/с}, \quad (3.9)$$

где t – продолжительность подъёма, с.

Для определения степени наполнения кожуха (трубы) перемещаемым жидким материалом использовали коэффициент наполнения K_F , который рассчитывался по формуле:

$$K_F = G_{\vartheta} / G_k, \quad (3.10)$$

где G_9 – фактическое количество жидкого материала в кожухе, кг; G_k – теоретически возможное количество жидкого материала в кожухе, кг.

Теоретически возможное количество жидкого материала в кожухе рассчитывалось по формуле

$$G_k = V_T \cdot \rho = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - 3\delta^2) H \rho, \text{ кг}, \quad (3.11)$$

где D_k – внутренний диаметр кожуха, см; δ – диаметр проволоки спирального винта, см; ρ – плотность, г/см³; H – высота кожуха, см;

Теоретический объём кожуха V_T рассчитывался по формуле:

$$V_T = V_k - V_n, \text{ см}^3, \quad (3.12)$$

где V_k – объём кожуха, см³; V_n – объём рабочего органа (спирального винта), см³.

Для случая, когда шаг спирального винта S равняется, в первом приближении для насосных устройств, диаметру спирального винта d_n , длина проволоки спирального винта равняется 3-х кратной длине самой спирального винта, или высоте подъёма жидкого материала H .

Фактическое количество жидкого материала в кожухе (G_3) определялось на экспериментальной установке (рисунок 3.5) следующим образом:

1. Отмечали метку в ёмкости 3 (ВМ);
2. Включали привод спирального винта 1;
3. Поднимали жидкий материал до высоты H с одновременным фиксированием нижней метки НМ;
4. Определяли с учётом обозначения меток НМ и ВМ значение G_3 .

Используя формулы 3.10; 3.11; 3.12 рассчитывался коэффициент наполнения K_F , а толщину кольцевого слоя жидкого материала рассчитывали (из теоретических исследований известно, что жидкий материал перемещается по периферии винтовой поверхности, прижатой к внутренней поверхности кожуха) по формуле:

$$\Delta = r_k - r_{жс}^6, \text{ см}, \quad (3.13)$$

где r_k – внутренний радиус кожуха, см;

$r_{жс}^6$ – внутренний радиус жидкостного вращающегося кольца, см.

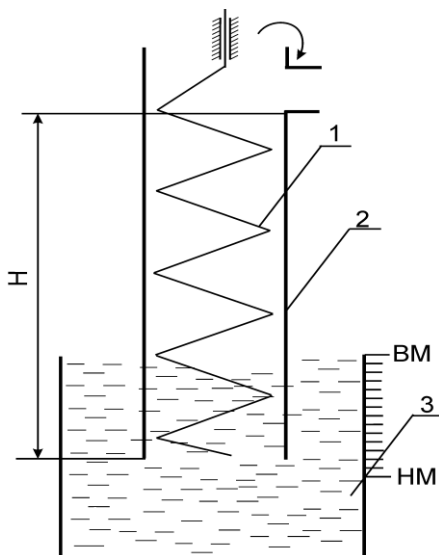


Рисунок 3.5 – Схема установки для определения коэффициента наполнения K_F :

1 – спиральный винт; 2 – кожух;
3 – мерная ёмкость

По известной величине количества жидкого материала в кожухе $G_э$, рассчитывалась площадь поперечного сечения жидкостного кольца по формуле:

$$F_{жс} = G_э / H\rho, \text{ см}^2, \quad (3.14)$$

или

$$F_{жс} = \pi r_k^2 - \pi (r_{жс}^e)^2$$

откуда, после преобразования, находим:

$$r_{\text{жс}}^6 = \sqrt{r_k^2 - F_{\text{жс}} / \pi}, \text{ см.} \quad (3.15)$$

Для визуального наблюдения и определения толщины вращения жидкостного кольца использовали экспериментальную установку (рисунок 3.2), где измеряли толщину слоя масштабной линейкой 12.

Для определения толщины слоя жидкостного кольца в производственных установках использовали следующую формулу:

$$F_{\text{жс}} = W / \vartheta_{ZM\rho} \quad \text{или} \\ W = F_{\text{жс}} \vartheta_{ZM\rho} \cdot \quad (3.16)$$

Соответственно, объём жидкого материала составит:

$$V_{\text{жс}} = F_{\text{жс}} \cdot H, \text{ м}^3, \quad (3.17)$$

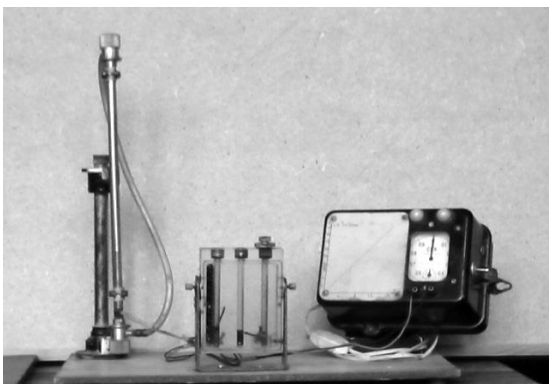
тогда толщина кольца жидкого материала:

$$\Delta = F_{\text{жс}} / L_k, \text{ м,} \quad (3.18)$$

где L_k – длина окружности кожуха, м.

3.4.1 Общие виды изготовленных приборов и средств измерения

Общие виды некоторых изготовленных приборов для определения физико-механических свойств птичьего помёта и опытно-экспериментальных установок приведены на рисунках 3.6...3.15.



*Рисунок 3.6 – Вискозиметр конструкции
Н. П. Филимонова*

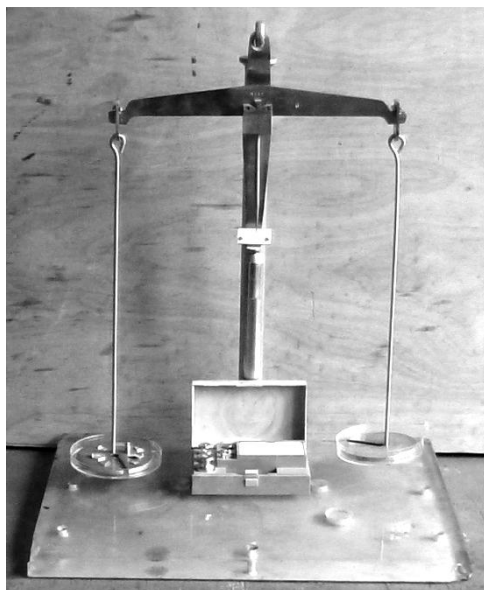


Рисунок 3.7 – Общий вид липкостемера



*Рисунок 3.8 – Момент отрыва пластины
липкостемера от жидкого
птичьего помёта*



*Рисунок 3.9 – Пурка с помётом в смеси с
подстилкой из древесных опилок*



Рисунок 3.11 – Трибометр в процессе исследований

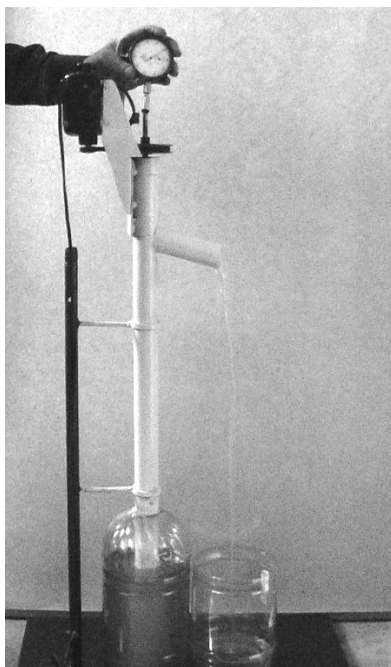


Рисунок 3.10 – Опытный насос для вязких жидкостей



Рисунок 3.12 – Вариант загрузочного окна

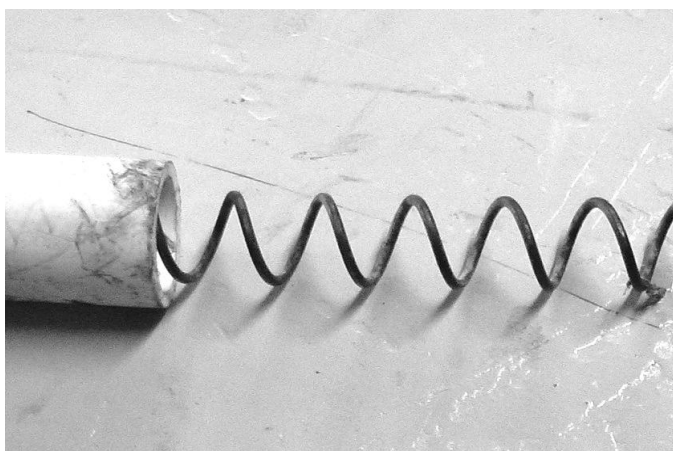


Рисунок 3.13 – Вариант забора материала с торца



*Рисунок 3.14 – Устройство для перемещения
полужидкого помёта*



*Рисунок 3.15 – Устройство для перемещения
птичьего помёта
в смеси с древесными опилками*

3.4.2 Методика определения соотношения геометрических параметров

Анализом технической и научной литературы, предварительными экспериментальными исследованиями установлено, что основными геометрическими соотношениями, влияющими на подачу (производительность) и энергозатраты устройства, являются:

$$\frac{D_k}{d_n}; \frac{S}{d_n}; \frac{\delta}{d_n}; \frac{L_k(H)}{L_n},$$

где D_k - внутренний диаметр кожуха, м; d_n - диаметр спирального винта, м; δ - диаметр проволоки спирального винта, м; $L_k(H)$ - длина кожуха (высота подъёма), м; L_n - длина спирального винта, м.

В научно-технической литературе недостаточно данных о влиянии относительных размеров D_k/d_n и δ/d_n на подачу (производительность) спирально-винтовых устройств, что послужило основанием для ортогонального планирования первого порядка с проведением полнофакторного эксперимента типа 2^2 , предусматривающего варьирование двух переменных факторов на двух основных уровнях.

Математической моделью для данного случая был выбран алгебраический полином первой степени:

$$y = \epsilon_0 + \sum_{i=1}^k \epsilon_i x_i, \quad (3.19)$$

где y - выходной параметр процесса; ϵ_i - коэффициент уравнения регрессии; i - номер фактора; k - число факторов; x - фактор, влияющий на процесс.

Тип зависимости математической модели должен отвечать двум основным требованиям: адекватность и простота.

Адекватность модели проверяется после реализации опытов специальными статистическими методами. Если несколько моделей отвечают требованиям адекватности, то следует предпочесть самую простую. Самыми простыми в настоящее время считаются модели в виде алгебраических полиномов. Обработка результатов экспериментов упрощается ввиду линейности полинома относительно неизвестных коэффициентов.

Коэффициенты математической модели (3.19) являются частными производными функции отклика по соответствующим переменным.

Величина коэффициента в уравнении регрессии – количественная мера влияния соответствующего фактора. Чем больше коэффициент, тем сильнее влияние фактора. Характер влияния факторов раскрывается знаками коэффициентов: знак «+» свидетельствует о том, что с увеличением значения фактора растет величина выходного параметра, а при знаке «-» – убывает. Интерпретация знаков зависит от того, ищем ли мы максимум или минимум функции отклика. Если $y \rightarrow \max$, то увеличение значений всех факторов, коэффициенты которых имеют знак «+», благоприятно. Если же $y \rightarrow \min$, то, наоборот, благоприятно увеличение значений тех факторов, знаки коэффициентов которых отрицательны.

При составлении плана эксперимента для каждого фактора выбирают, как правило, три уровня: верхний, средний, (основной) и нижний. Затем реализуют все

возможные комбинации этих уровней (получают полный факторный эксперимент типа 2^k при «к» независимых переменных).

Коэффициенты математической модели (3.19) определяются по экспериментальным данным с помощью ряда методов, в частности, методом наименьших квадратов. Система обозначений и вывод соответствующих формул осуществляются использованием методов матричной алгебры. Уровни кодируются: «+1» – верхний уровень, «0» – средний, «-1» – нижний.

Кодовые значения факторов (x_i) связаны с натуральным (x_{i0}) соотношением:

$$x_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i}, \quad (3.20)$$

где x_{i0} – натуральное значение фактора на основном уровне; Δx_i – натуральное значение интервала варьирования.

Определяемые значения коэффициентов уравнения регрессии заносятся в таблицу-матрицу планирования (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Матрица планирования эксперимента 2^2

Номер р опыта	Переменные факторы			Результаты опытов			
	X_0	X_1	X_2	Y_1	Y_2	...	y_i
1	+1	-1	-1	Y_{11}	Y_{21}	...	y_{i1}
2	+1	-1	+1	Y_{12}	Y_{22}	...	y_{i2}
3	+1	-1	-1	Y_{13}	Y_{23}	...	y_{i3}
4	+1	-1	+1	Y_{14}	Y_{24}	...	y_{i4}

В таблице 3.1 строки соответствуют различным опытам, столбцы – значениями факторов. В первом опыте все факторы находятся на нижнем уровне; во втором – фактор x_1 – на нижнем, а фактор x_2 – на верхнем уровне и т.д. Столбец X_0 вводится для расчёта свободного члена « w_0 » уравнения регрессии (3.18).

Уравнение (3.18) в матричной форме имеет вид:

$$XB = Y, \quad (3.21)$$

где x – матрица эксперимента;

$$x = \begin{vmatrix} x_0 & x_1 & \dots & x_k \\ x_{01} & x_{11} & \dots & x_{k1} \\ x_{02} & x_{12} & \dots & x_{k2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ x_{0N} & x_{1N} & \dots & x_{kN} \end{vmatrix}, \quad (3.22)$$

где N – число опытов в матрице планирования;

B – матрица неизвестных коэффициентов регрессии:

$$B = \begin{vmatrix} \theta_0 \\ \theta_1 \\ \vdots \\ \theta_k \end{vmatrix}, \quad (3.23)$$

Y – матрица результатов измерений:

$$Y = \begin{vmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_k \end{vmatrix}. \quad (3.24)$$

В качестве переменных факторов в эксперимент были включены:

n – частота вращения рабочего спирального винта;

ϕ – форма заборной части кожуха;

Δ – зазор между наружной поверхностью винтовой поверхности и внутренней поверхностью кожуха;

α – угол подъёма винтовой линии спирального винта;

ν – кинематическая вязкость жидкого материала;

H – высота подъёма жидкого материала.

Эти факторы, согласно анализа существующих работ, а также исследований, проведенных нами [2...17, 45, 46], оказывают наибольшее влияние на процесс подъёма жидкого материала вращающегося в кожухе спиральным винтом.

Оценка эффективности перекачки вязких и загрязненных жидкостей, жижи, помёта производилась по следующим параметрам:

W – подача (производительность);

N – энергозатраты;

K_F – коэффициент наполнения кожуха материалом;

K_g – коэффициент осевого движения винтовой поверхности спирального винта;

Δ – толщина вращающегося кольцевого слоя.

Была принята следующая программа исследования:

1. Выбор экспериментальной области факторного пространства;
2. Выяснение степени влияния факторов (n , δ , α , ν , H) на процесс транспортирования с целью выявления наиболее существенных факторов;

3. Составление плана многофакторного эксперимента типа 2^k ;
4. Проведение экспериментов по плану эксперимента 2^k .

3.5 Методика обработки результатов исследований

3.5.1 Экспериментальная область факторного пространства

При выборе области эксперимента необходимо оценить границы областей определения факторов, нулевой (основной) уровень выбирается путём рассмотрения различных ситуаций. Важное значение имеют интервалы варьирования факторов. В экспериментах для каждого фактора выбираются два уровня, варьируемых относительно основного уровня. Интерполяцией охватывается вся рассматриваемая область.

В таблице 3.2 приведены уровни выбранных нами факторов.

Таблица 3.2 – Уровни переменных факторов

Переменный фактор x	Верхний уровень (+1)	Нижний уровень (-1)
Частота вращения спирального винта (n), мин ⁻¹	5000	1000
Диаметр кожуха (D_k), мм	100	20
Радиальный зазор (Δ), мм	6	2
Высота подъёма (H), м	6	1
Кинематическая вязкость (ν), мм ² /с	∞	1
Шаг спирального винта (S), мм	100	20

При изучении влияния частоты вращения спирального винта (n) нижний уровень был выбран несколько больше критической частоты вращения, которая составит для случая перекачки вязких жидкостей около 900 мин⁻¹, для воды 1100 мин⁻¹, верхней уровень этого фактора был принят примерно вдвое меньше $n_{кр}$ (с).

При изучении влияния внутреннего диаметра кожуха (D_k) уровни назначались с учётом необходимой подачи (производительности) устройства W , которая колеблется в зависимости от технической необходимости в пределах с 500...15000 кг/ч. Нижний уровень (20 мм) выбран несколько выше производственных потребностей, в некоторых случаях требуются небольшие, до 100...200 кг/ч подачи (производительности); верхний уровень (100 мм) выбран

несколько ниже возможностей обеспечения рабочего процесса вращающегося спирального винта, когда поперечное сечение витка имеет не круглую форму.

При изучении влияния высоты подъёма (H) на показатели работы устройства нижний уровень выбран несколько выше реально теоретически возможных потребностей производства, верхний уровень выбран несколько ниже имеющихся потребителей и носящих частный конкретный характер, не всегда совпадающий с сельскохозяйственным производством.

При изучении влияния кинематической вязкости (ν) жидкого материала нижний уровень назначили $1 \text{ мм}^2/\text{с}$ (вода), а верхний уровень был принят равным ∞ (материал подаётся совковой лопатой).

При изучении влияния на процесс перемещения жидкого материала шага спирального винта (S) верхний и нижний уровни были назначены исходя из того, что исследования наших и предшествующих авторов подтверждают примерное равенства шага спирального винта её диаметру, или в пределах $S \approx D_k$ (диаметру кожуха).

При изучении влияния радиального зазора (Δ) между внутренней поверхности кожуха и наружным диаметром спирального винта верхний уровень принят для спирально-винтовых рабочих органов с диаметром проволоки $\delta = 8 \text{ мм}$, нижний уровень – для $\delta = 3 \text{ мм}$.

Возможны варианты компоновки устройства: при $\delta > 8$ мм и при $\delta < 3$ мм.

3.5.2 Наиболее значимые факторы

При всём многообразии факторов, влияющих на изучаемый процесс, часть эффектов от некоторых факторов можно отсечь, то есть отнести их к «шумовому полю». Подобное отсеивание малозначительных факторов сокращает число необходимых опытов. Если в экспериментах типа 2^k при $k = 3$ нужно поставить $2^3 = 8$ опытов, то при $k = 8$ уже $2^8 = 256$ опытов.

Отсеивание малозначительных факторов приводили путём разбивки шести основных факторов (таблица 3.2) на две группы:

– первая группа включала два фактора: конструктивный – диаметр (D_k) кожуха; режимный – частота вращения спирального винта (n);

– вторая группа с четырьмя факторами (Δ , H , v , S), обозначенными, соответственно, x_1 , x_2 , x_3 , x_4 .

Матрица, построенная путём случайного смешивания строк полного факторного эксперимента типа 2^3 приведена в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Матрица планирования эксперимента

Номер опыта	Переменные факторы			
	X_1	X_2	X_3	X_4
1	+1	+1	-1	+1
2	+1	-1	-1	+1
3	+1	+1	+1	-1
4	-1	-1	+1	-1
5	-1	-1	-1	+1
6	-1	+1	+1	+1
7	-1	+1	-1	-1
8	+1	-1	+1	-1

Значение уровней факторов приведены в таблице 3.2.

Условия опытов чрезвычайно разнообразны ввиду планирования многофакторного эксперимента, когда все факторы изменяются одновременно. Эксперименты по отсеиванию факторов выполнялись на различных лабораторных стендах с параметрами, приведенными в таблице 3.4.

Основные эксперименты по определению влияния конструктивно- режимных параметров на процесс перемещения исследуемого материала и затраты потребляемой мощности на привод установки проводились раздельно методом планирования эксперимента с использованием плана 2^k .

При обработке результатов экспериментальных исследований совокупного влияния ряда переменных

факторов на процесс перекачки жидкого материала спирально-винтовым рабочим органом использовались методы математической статистики.

Адекватность уравнений регрессии устанавливалась на основании критерия Фишера, значимость коэффициентов уравнения - критерием Стьюдента.

3.6 Результаты экспериментальных исследований

3.6.1 Физико-механические свойства птичьего помёта

На основании теоретических и экспериментальных исследований было выявлено, что основными физико-механическими факторами, влияющими на характер движения птичьего помёта в спирально-винтовом устройстве, а, следовательно, и на его подачу (производительность), являются следующие показатели: предельное напряжение сдвига τ_y , динамическая вязкость η , плотность ρ .

В настоящее время в качестве основных физико-механических характеристик, влияющих на параметры средств перемещения птичьего помёта, в основном рассматриваются фракционный состав, плотность и влажность, что является недостаточным для построения физической модели движения. Сама по себе влажность не отражает физических характеристик, а может только служить качественной характеристикой (при влажности

помёта менее 70% его свойства ближе к свойствам твердого тела). Конечно, есть определенная связь между влажностью и физическими свойствами, и на основании опытов можно построить эмпирическую зависимость подачи (производительности) спирально-винтового устройства от влажности материала, но сама суть явления раскрыта не будет. Установлено, что плотность птичьего помёта при влажности 65...85 % колеблется в пределах от 530...1050 кг/м³.

Определение плотности птичьего помёта в смеси с подстилкой древесными опилками производили с помощью прибора «Пурка», общий вид которого представлен на рисунке 3.9 (глава 3).

Изначально измеряется масса колбы, наполненной пометом, а затем масса пустой колбы прибора. Исходя из разницы, можно определить вес помёта в колбе.

Результаты определения:

m_1 – масса колбы, наполненной пометом – 1330 г.

m_2 – масса пустой колбы прибора – 800 г.

Вес птичьего помёта $m = m_1 - m_2 = 1330 - 800 = 530$ гр.

Плотность определялась по следующей формуле:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{0,53}{0,001} = 530 \text{ кг/м}^3, \quad (3.25)$$

где V – объем помёта – 1 л (0,001 м³); m – масса, кг.

Значение плотности птичьего помёта влияет на характер движения практически незаметно. Поэтому возникла необходимость определения предельного напряжения сдвига и динамической вязкости, как основных характеристик движения неньютоновских жидкостей (птичьего помёта).

Помётная масса характеризуется также показателем липкости σ_l , или усилием, необходимым для отрыва пластины от налипшей на неё жидкой или полужидкой массы, при определённых значениях начального давления и времени контакта.

Установлено, что максимальная липкость птичьего помёта наблюдается при влажности 85 и 75 %.

Максимальное значение показателя липкости для птичьего помёта составило 0,69 кПа.

Определение липкости или усилия отрыва пластины от прилипшей к ней помётной массы проводилось с помощью изготовленного прибора липкостемера, общий вид которого представлен на рисунке 3.7 и 3.8, а схема представлена в приложении Б.

Лабораторные исследования липкости птичьего помёта влажностью 85 и 65 %, представлены в приложении Б.

Напряжение отрыва пластины от прилипшей к ней помётной массы определяли по формуле:

$$\sigma = \frac{F}{S}, \text{ Н/см}^2, \quad (3.26)$$

где F – нагрузка, Н; S – площадь поверхности пластины, см^2 .

Площадь пластины при радиусе $r = 3$ см равнялась:

$$S = 2\pi r^2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 3^2 = 56,52 \text{ см}^2.$$

Установлено, что липкость составляет:

$$\sigma = \frac{F \cdot g}{S} = \frac{35,6 \cdot 10^{-3} \cdot 9,8}{56,52 \cdot 10^{-4}} = 0,62 \text{ кПа}.$$

Экспериментальные исследования по определению предельного напряжения сдвига τ_0 смеси сухого птичьего помёта с опилками влажностью 40 % проводились с помощью прибора трибометра, общий вид которого приведена на рисунке 3.11, и схема представлена в приложении 3.

Был выбран следующий порядок выполнения исследования на трибометре: жёлоб 1 и рамку 2 заполняли помётом с опилками; порцию помёта, лежащую в рамке 2, прижимали пластиной. Под тяжестью пластины рамка 2, опирающаяся катками 5 на направляющие 6, посредством шнура, перекинутого через отклоняющий блок, передвигалась, срезая при этом массу помёта с подстилкой из древесных опилок.

Напряжения σ и τ вычисляли по формулам:

$$\sigma = \frac{G}{F} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{(T - T_p)}{F}, \quad (3.27)$$

где G – суммарный вес прижимных пластин и помёта в подвижной рамке; F – площадь среза; T – сила сдвига; T_p – сопротивление подвижной рамки.

По результатам 5 – кратного измерения результатов опыта получено, что $\sigma = 2307,4$ Па, $\tau = 361,1$ Па.

Результаты анализа влажности помёта от инкубационных цыплят и взрослых цыплят приведены в приложении Г, анализ помёта с подстилкой из древесных опилок в приложении Д.

3.6.2 Зависимость подачи (производительности) от режимно-конструктивных параметров

Для определения зависимости подачи (производительности) от частоты вращения спирального винта и конструктивного исполнения устройства были проведены исследования на экспериментальных установках, параметры которых приведены в таблице 3.4.

Установлено, что при подъёме воды температурой 20 °С на высоту 1650 мм насос с $D_k = 88$ мм, $S = 70$ мм, $d_H = 76$ мм, $d_C = 68$, мм, $d_6 = 60$ мм, $\Delta = 6$ мм, $\delta = 8$ мм, подача (производительность) при $n = 2520$ мин⁻¹ за 4 опыта составила $(12900 + 16642 + 13680 + 14160)/4 = 14460$ кг/ч, при $n = 3400$ мин⁻¹, соответственно, 21600 кг/ч.

Таблица 3.4 – Параметры экспериментальных установок

№ п/ п	D_k , мм	d_H , мм	d_C , мм	$d_в$, мм	S , м м	δ , м м	H , м	$\gamma_{в}$, гр ад	n , мин ⁻¹	Δ , мм
1	88	76	68	60	70	8	1,65	90	2000	6
2	38	35	31	27	35	4	1,1	90	1300	1,5
3	50	45	41	37	40	4	1,1	90	1340	2,5
4	45	35	31	27	35	4	1,3	90	1360	5,0
5	50	45	37	29	40	8	5,74	90	1800	2,5
6	26,5	25,5	22,5	19,5	26	3	1,85	90	2000	0,5
7	92	84	76	68	62	8	2,6	90	1700	4,0
8	84	66	58	50	70	8	4,5	90	2200	9,0
9	93	82	74	66	80	8	3,0	90	2900	5,5
10	32	30	27	24	22	3	0,75	90	1000	1,0
11	36	32	29	26	18	3	1,8	90	2500	2,0
12	40	36	32	28	35	4	2,72	90	2750	2,0
13	50	45	37	29	40	8	2,6	40	1400	2,5
14	27,5	25	22	19	25	3	2,8	90	6000	1,25
15	27,5	25	22	19	35	3	2,8	90	6000	1,25
16	27,5	25	22	19	45	3	2,8	90	6000	1,25
17	50	43	35	27	40	8	6,0	90	1970	3,5

При вертикальном подъёме на высоту $H = 1,1$ м насосом $D_k = 38$ мм, $d_H = 35$ мм, $d_C = 31$ мм, $d_6 = 27$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 4$ мм, $\Delta = 1,5$ мм установлено, что подача (производительность) увеличивается от 595 кг/ч до 1190 кг/ч (в 2 раза) при увеличении частоты вращения от $n = 1800$ мин⁻¹ до $n = 3300$ мин⁻¹ (в 1,83 раза), общая мощность привода увеличивается от $N = 0,25$ кВт до $N = 0,5$ кВт (рисунки 3.16 и 3.17, таблица 3.5).

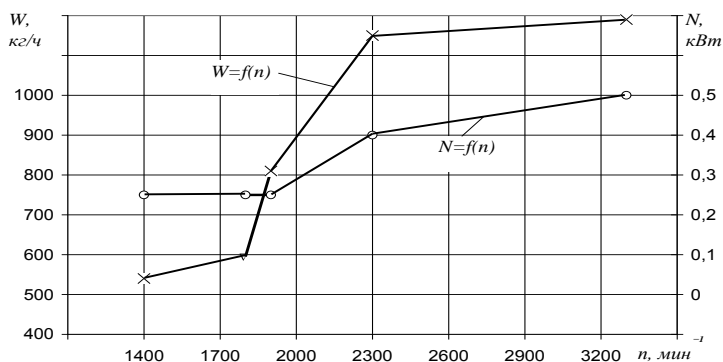


Рисунок 3.16 – Зависимость подачи (производительности) W и удельных энергозатрат N , от частоты вращения спирального винта n : $D_k, d_H, d_C, d_6, S = 38, 35, 31, 27, 35$ мм, $\delta = 4$ мм, $\Delta = 1,5$; $H = 1,1$ м; $\vartheta_{ZII} = 1,05$ м/с ($n = 1800$ мин⁻¹); $\vartheta_{ZM} = 0,35$ м/с; $K_g = 0,36$

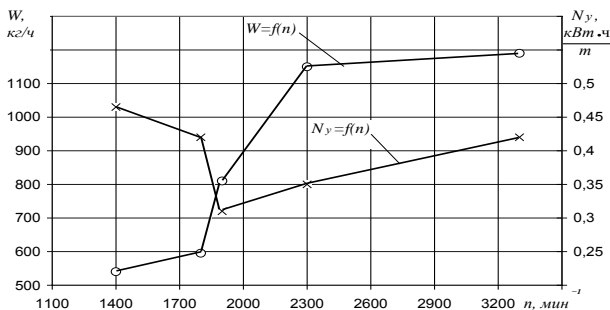


Рисунок 3.17 – Зависимость подачи (производительности) устройства W и удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта: $S = d = 35$ мм, $D_k = 38$ мм

Таблица 3.5 – Зависимость подачи (производительности) W и удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта

n , мин $^{-1}$	$\mathcal{G}_{ЗП}$, м/с	$\mathcal{G}_{ЗМ}$, м/с	K_g	W , кг/ч	N , кВт	N_y , кВт·ч/т
1400	0,84	0,37	0,44	540	0,25	0,465
1800	1,08	0,37	0,34	595	0,25	0,42
1900	1,14	0,4	0,35	810	0,25	0,31
2300	1,38	0,5	0,36	1150	0,4	0,35
3300	1,97	0,6	0,3	1190	0,5	0,42

Испытаниями устройства с частотой вращения спирального винта $n = 1340 \text{ мин}^{-1}$ для отработавшего масла плотностью $\rho = 932 \text{ кг/м}^3$ насосом с параметрами $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_H = 45 \text{ мм}$, $d_C = 41 \text{ мм}$, $d_\delta = 37 \text{ мм}$, $S = 40 \text{ мм}$, $\delta = 4 \text{ мм}$, $\Delta = 2,5 \text{ мм}$, $H = 1,1 \text{ м}$ установлено:

- продолжительность подъёма масла $t = 3,5 \text{ с}$;
- осевая скорость масла $\mathcal{G}_{ZM} = H/t = 1,1 / 3,5 = 0,314 \text{ м/с}$;
- осевая скорость винтовой поверхности спирального винта $\mathcal{G}_{ZII} = S \cdot n / 60 = 0,04 \cdot 1340 / 60 = 0,895 \text{ м/с}$;
- коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{ZII} = 0,372$;
- подача (производительность) $W = 466 \text{ кг/ч} = 0,506 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Отмечается, что при $n = 1340 \text{ мин}^{-1}$, $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_H = 45 \text{ мм}$, $\delta = 4 \text{ мм}$ вода при температуре 20°C не перекачивается ввиду малой вязкости по сравнению с отработанным маслом. Кинематическая вязкость масла равнялась по результатам трехкратного измерения продолжительности истечения масла по вискозиметру $t_1 = 455 \text{ с}$, $t_2 = 435 \text{ с}$, $t_3 = 368 \text{ с}$, или:

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2 + t_3}{3} = \frac{455 + 435 + 356}{3} = 419 \text{ с};$$

$$v = C \cdot t_{cp} = 0,02993 \cdot 419 = 1,25 \text{ Сст (мм}^2/\text{с)},$$

где $c = 0,02993$ – постоянная вискозиметра (при $\varnothing = 1,2 \text{ мм}$).

Вязкость воды при $t = 20^\circ\text{C}$ составляет $1,01 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Экспериментами установлено, что подача (производительность) барды влажностью $90,16\%$,

плотностью $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$, при температуре 20° C спирально-винтовым насосом $d = S = 35 \text{ мм}$; $\delta = 4 \text{ мм}$; высоте подъёма $H = 1,3$; $D_k = 45 \text{ мм}$; составляет $W = 450 \text{ кг/ч}$, $N = 0,1 \text{ кВт}$.

При этом осевая скорость спирального винта $\mathcal{G}_{\text{ЗП}} = S \cdot n / 60 = 0,795 \text{ м/с}$, осевая скорость движения материала $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} = H / t = 1,3 / 4 = 0,324 \text{ м/с}$. При этом, частота вращения спирального винта $n = 1360 \text{ мин}^{-1}$, продолжительность подъёма материала до выпускаемого патрубка $t = 4 \text{ с}$, коэффициент осевого отставания материала $K_g = \mathcal{G}_{\text{ЗМ}} / \mathcal{G}_{\text{ЗП}} = 0,324 / 0,795 = 0,408$.

Испытаниями устройства с частотой вращения спирального винта $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ для подъёма воды плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ на высоту $H = 5,74 \text{ м}$ при $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_H = 45 \text{ мм}$, $S = 40 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, с углом подъёма винтовой спирального винта $\alpha = \text{arctg } S / \pi d_c = \text{arctg } 40 / \pi \cdot 40 = 17^\circ 45'$ установлено (забор торцевой, с выходом из кожуха половины витка):

– подача (производительность) в среднем $[(914 + 944 + 841 + 919) / 4] = 904 \text{ кг/ч}$;

– объём кожуха $V_k = \pi D_k^2 \cdot H \cdot 0,25 = 11200 \text{ см}^3$;

– возможная масса воды в кожухе $G_k = V_k \cdot \rho = 11,2 \text{ кг}$;

– количество воды, уменьшающееся из-за наличия

спирального винта $G_n = 0,75 \cdot \pi \cdot \delta^2 \cdot H \cdot \rho = 0,88 \text{ кг}$;

– возможное количество воды в кожухе $G_{\text{в}} = G_k - G_n$
 $= 10,32$ кг;

– количество воды в кожухе – фактическое $G_{\text{э}} = 5,4$ кг;

– коэффициент наполнения кожуха водой $K_F = G_{\text{э}} / G_{\text{в}}$
 $= 0,523$;

– продолжительность подъёма воды $t_{\text{э}} = 23$ с;

– осевая скорость движения воды $\vartheta_{\text{з.м.}} = H / t = 0,25$
м/с;

– осевая скорость винтовой поверхности спирального
винта

$$\vartheta_{\text{з.н.}} = S \cdot n / 60 = 1,2 \text{ м/с};$$

– коэффициент осевого отставания воды $K_{\text{э}} = \vartheta_{\text{ЗМ}} / \vartheta_{\text{ЗП}} =$
 $0,208$.

Экспериментальными исследованиями устройства с
 $D_k = 26,5$ мм, $d_H = 25,5$ мм, $S = 26$ мм, $\delta = 3$ мм, $n = 2000$
 мин^{-1} при высоте подъёма $H = 1,85$ м, установлено:

– подача (производительность) $W = 103$ кг/ч;

– осевая скорость воды

$$\vartheta_{\text{з.м.}} = H / t_{\text{э}} = 1,85 / 7,5 = 0,247 \text{ м/с};$$

– осевая скорость винтовой поверхности $\vartheta_{\text{ЗП}} = S \cdot n / 60 =$
 $0,868$ м/с;

– коэффициент осевого отставания $K_{\text{э}} = 0,286$.

Исследованиями процесса подъёма жидкого материала (вода при $t = 10^\circ\text{C}$) с уменьшенным шагом винтовой линии спирального винта $S = 62$ мм, при $d_H = 84$ мм ($S/d_H = 62/84 = 0,74$), $\delta = 8$ мм, $H = 2,6$ м, $\Delta = 4$ мм, $n = 1700$ мин⁻¹, $D_k = 88$ мм установлено:

– продолжительность подъёма жидкого материала $t_\odot = 3$ с;

– осевая скорость спирального винта $\mathcal{G}_{\text{СП}} = S \cdot n / 60 = 0,062 \cdot 1700 / 60 = 1,75$ м/с;

– осевая скорость жидкого материала $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} = H / t_\odot = 0,86$ м/с;

– коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{\text{ЗМ}} / \mathcal{G}_{\text{СП}} = 0,49$;

– угол подъёма винтовой линии: $\alpha = \text{arctg } S / \pi d_c = \text{arctg } 62 / \pi \cdot 76 = 14^\circ 35'$.

Из этого следует, что с уменьшением угла наклона винтовой линии спирального винта и увеличением вязкости воды (кинематической) от $\nu = 1,01$ мм²/с при $t = 20^\circ\text{C}$ до $\nu = 1,31$ мм²/с при $t = 10^\circ\text{C}$, осевая скорость жидкого материала увеличивается.

Исследованиями варианта компоновки установки $D_k = 84$ мм, $S = 70$ мм, $d_H = 66$ мм, $\delta = 8$ мм, $H = 4,5$ м, $n = 2000$ мин⁻¹ с увеличенным зазором $\Delta = (D_k - d_H) / 2 = 9$ мм установлено:

– подача (производительность) $W = 2200$ кг/ч;

– осевая скорость спирального винта $\mathcal{G}_{\text{СП}} = S \cdot n / 60 = 0,07 \times 2200 / 60 = 2,56$ м/с;

– осевая скорость жидкого материала $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} = H / t_\odot = 4,5 / 12 = 0,376$ м/с;

– коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{ZII} = 0,147$;

– угол наклона винтовой линии $\alpha = \text{arctg } S / \pi d_c = 22^\circ 10'$.

Анализ показателей показывает, что увеличение зазора до $\Delta = 9$ мм между внутренней поверхностью кожуха и наружной поверхностью винтовой линии ведет к снижению скорости осевого перемещения жидкого материала и соответственно подачи (производительности) устройства.

Компоновка устройства $H = 3$ м с $D_k = 93$ мм, $d_H = 82$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 75$ мм, $n = 2900$ мин⁻¹ позволяет получить:

– подачу (производительность) $W = 13$ т /ч;

– осевую скорость жидкого материала $\mathcal{G}_{ZM} = 1$ м/с;

– осевую скорость спирального винта $\mathcal{G}_{ZII} = 3,62$ м / с;

– коэффициент осевого отставания $K_g = 0,278$;

– коэффициент наполнения кожуха $K_F = 0,56$.

Установлено, что уменьшение высоты подъёма жидкого материала и увеличение подпора жидкого материала в заборной части кожуха улучшает показатели рабочего процесса. Исследованиями устройства при $H = 1,4$ м, $D_k = 88$ мм, $d_H = 73$ мм, $n = 2310$ мин⁻¹, $\delta = 8$ мм, $\alpha = 17^\circ 40'$, $S = 65$ мм (рисунок 3.18) установлено:

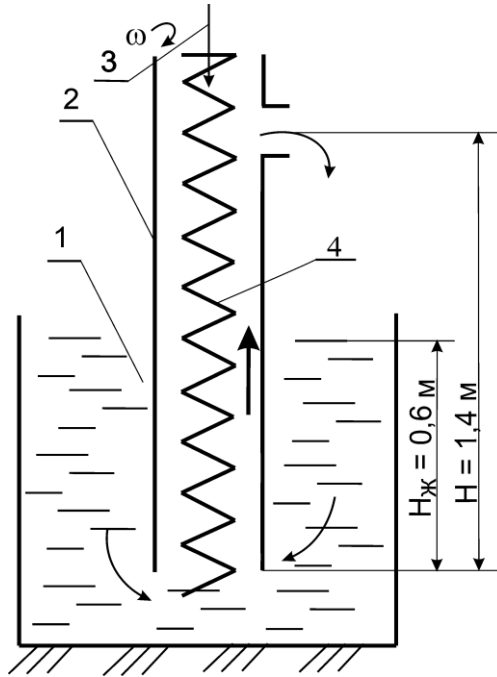


Рисунок 3.18 – Схема устройства с подпором жидкого материала в заборной части: 1 – жидкий материал; 2 – кожух; 3 – привод; 4 – спиральный винт

- подача (производительность) $W = 18,9$ т /ч;
- осевая скорость жидкого материала $g_{ЗМ} = 1$ м/с;
- осевая скорость спирального винта $g_{ЗП} = 1,93$ м / с;
- коэффициент осевого отставания $K_g = 0,52$.

Исследованиями устройства для перемещения подсолнечного масла на высоту $H = 0,75$ м, $D_k = 32$ мм, $d_H = 30$ мм, $\delta = 3$ мм, $S = 22$ мм, $\Delta = 1,0$ мм, $n = 1000$ мин⁻¹ (рисунок 3.19) установлено:

- подача (производительность) $W = 240$ кг /ч;
- осевая скорость спирального винта $\vartheta_{ZП} = 0,37$ м / с;
- осевая скорость масла $\vartheta_{ZМ} = 0,19$ м/с;
- коэффициент осевого отставания $K_{\vartheta} = 0,515$;
- мощность привода $N = 0,09$ кВт;
- удельные энергозатраты $N_y = N / W = 0,376$ кВт·ч/т.

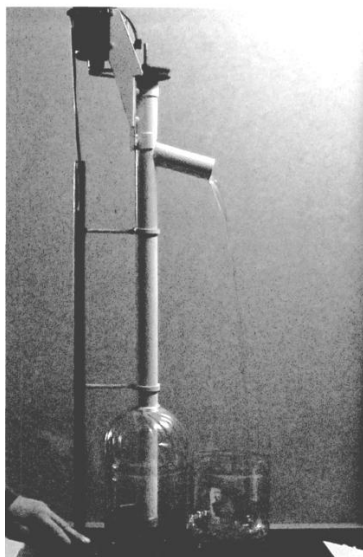


Рисунок 3.19 – Общий вид экспериментальной установки для перемещения подсолнечного масла: $D_k = 32$ мм, $d_H = 30$ мм, $S = 22$ мм, $n = 1000$ мин⁻¹, $W = 240$ кг/ч

Сравнительные испытания установки для различных жидких материалов (вода и кефир) проводились на установке, схема которой приведена на рисунке 3.20.

В заборной части кожуха имеется окно размером 30 x 20 мм, из торца выходит 1 виток спирального винта.

Устройство состоит из электродвигателя 1, узла крепления спирального винта 2, выгрузного окна 3, мерной ёмкости 4, кожуха 5, спирального винта 6, ёмкости 7.

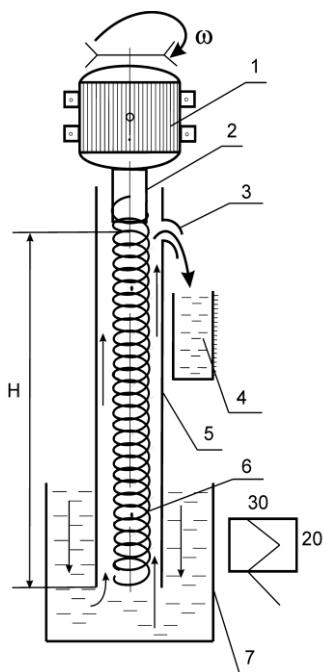


Рисунок 3.20 – Схема устройства

Техническая характеристика:

1	Частота вращения, мин ⁻¹ (n).....	– 2500
2	Мощность привода, кВт (N).....	– 0,27
3	Диаметр кожуха, мм (D_k).....	– 36
4	Диаметр спирального винта, мм (d_H).....	– 32
5	Шаг спирального винта, мм (S).....	– 18
6	Диаметр проволоки, мм (δ).....	– 3
7	Масса, кг (G).....	– 12
8	Высота подъёма, м (H).....	– 1,8

Исследованиями установлено:

– подача (производительность) воды $t = 20^\circ\text{C}$ составляет 375 кг/ч;

– подача (производительность) кефира $W = 720$ кг/ч;

– коэффициент осевого отставания воды $K_g = 0,1$;

– коэффициент осевого отставания кефира $K_g = 0,133$;

что подтверждает лучшую перемещаемость более жирной и вязкой жидкого материала.

3.6.3 Давление, создаваемое спирально-винтовым рабочим органом

Величину давления, создаваемого вращением спирального винта внутри кожуха, определили на экспериментальной установке (рисунок 3.21) высотой подъёма $H = 2,72$ м, при $D_k = 40$ мм, $d_H = 36$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 4$ мм, $\Delta = 2$ мм, $n = 2750$ мин⁻¹, материал – вода $t = 20^\circ\text{C}$.

Установлено:

- подача (производительность) $W = 1960$ кг/ч;
- осевая скорость материала $g_{ZM} = 0,605$ м/с;
- осевая скорость спирального винта $g_{ZII} = 1,6$ м/с;
- коэффициент осевого отставания $K_g = 0,38$;

При этом отмечается, что длина струи, выталкиваемой под давлением внутри кожуха, создаваемым винтовой поверхностью спирального винта, увеличивается до $l_2 = 1220$ мм на высоте $h = 2,0$ м; при $l_1 = 770$ мм на высоте $h_1 = 1,0$ м. Диаметры выливных отверстий равнялись 3 мм.

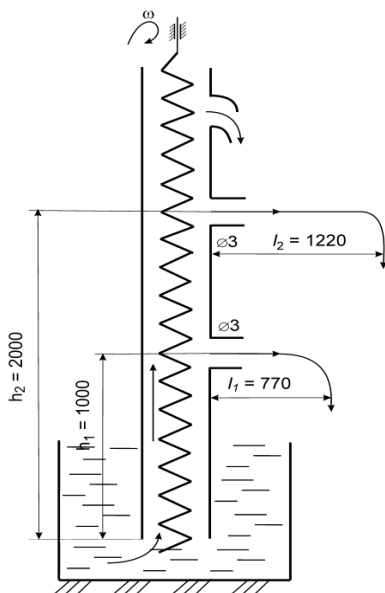


Рисунок 3.21 – Схема определения давления внутри кожуха

3.6.4 Загрузчик жидкого помёта

Предназначен для выгрузки из ям, навозо-помётохранилищ жидких фракций с посторонними органическими включениями (рисунок 3.22).

Техническая характеристика:

1	Высота подъёма (H), м.....	– 2,6
2	Длина трубы (L), м.....	– 6,0
3	Угол наклона к горизонту, градусов.....	– 40
4	Диаметр внутренней полиэтиленовой трубы (D_k), мм.....	– 50
5	Диаметр спирального винта наружный (d_n), мм.....	– 45
6	Шаг спирального винта (S), мм.....	– 40
7	Диаметр проволоки спирального винта (δ), мм.....	– 8
8	Частота вращения спирального винта (n), мин ⁻¹	– 1400
9	Потребляемая мощность (N), кВт.....	– 0,2
10	Подача (производительность), т/ч.....	– 0,56
11	Масса спирального винта (G_n), кг.....	– 7,2
12	Общая масса (G), кг (с двигателем).....	– 30,0

Загрузчик (рисунок 3.22) состоит из электродвигателя 3, приводного устройства 4, трубы 1, спирального винта 2, выгрузного патрубка 5, транспортного средства 6.

Рабочий процесс. Жидкий птичий помёт забирается винтовой поверхностью вращающейся спирального винта и перемещается в осевом направлении к выгрузному окну. При

этом загрузочное окно кожуха имело параметры 30 x 80 мм и с торца кожуха выходил один виток спирального винта.

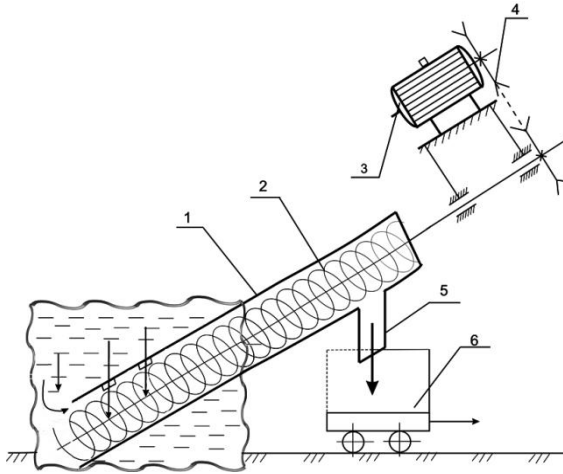


Рисунок 3.22 – Схема загрузчика помёта

Результаты испытания:

Осевая скорость спирального винта ($\mathcal{V}_{ZП}$), м/.....– 0,93

Осевая скорость жидкого материала ($\mathcal{V}_{ZМ}$), м/.....- 0,238

Коэффициент осевого отставания (K_g).....– 0,256

3.6.5 Зависимость подачи (производительности) от заборной способности и режимно-конструктивных параметров

С целью определения влияния формы компоновки заборной части устройства были проведены исследования при различных формах (видах) забора (рисунок 3.23).

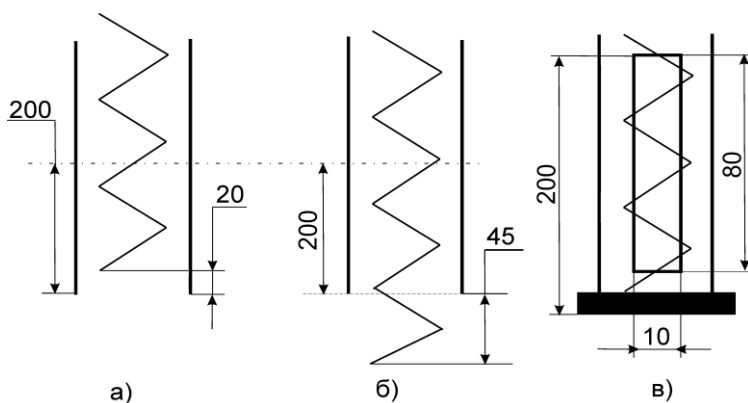


Рисунок 3.23 – Схема заборных окон кожуха устройства

Результаты исследований для случая $D_k = 27,5$ мм, $d_H = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $S = 25$ мм, $H = 2,8$ м, $d_c = 22$ мм, $d_\theta = 19$ мм, $\Delta = 1,25$ мм, $\rho = 1300$ кг/м³, $\nu = 3,744$ мм²/с приведены на рисунке 3.24 и в таблице 3.6, 3.7.

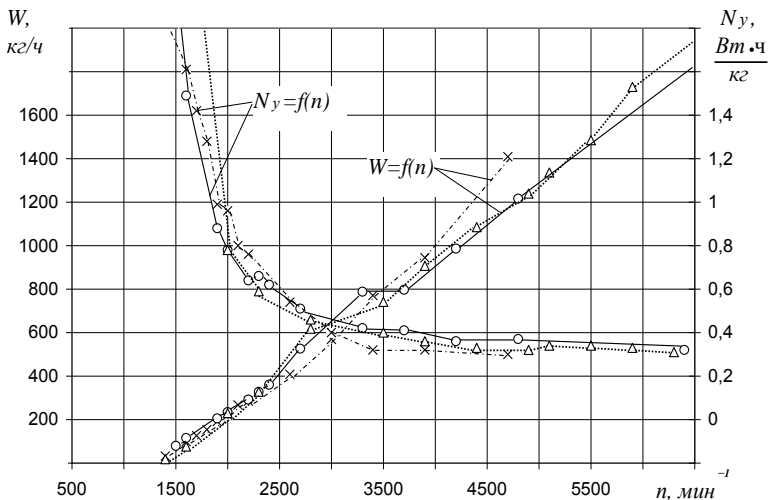


Рисунок 3.24 – Зависимость подачи (производительности) W и удельных энергозатрат N_y устройства от вида забора и частоты вращения n спирального винта: $D_k = 27,5$ мм, $d_H = S = 25$ мм; «x» – вид «а»; «o» – вид «б»; «Δ» – вид забора «в»

Таблица 3.6 – Зависимость подачи

(производительности) 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, $\nu = 3,744$ 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 3.7 – 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, $v = 3,744$ 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

Результаты исследования с жидким материалом вязкостью $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$ для вариантов забора вида «а» для $D_k = 27,5 \text{ мм}$, $d_H = S = 25 \text{ мм}$, $\delta = 3 \text{ мм}$, $H = 2,8 \text{ м}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, приведены в таблице 3.8 и на рисунке 3.25.

Таблица 3.8 – Зависимость подачи (производительности) W и удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта и вида забора: $D_k = 27,5 \text{ мм}$, $d_H = S = 25 \text{ мм}$, $\delta = 3 \text{ мм}$, $H = 2,8 \text{ м}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$

Вид «а»		Вид «б»		Вид «в»	
$n, \text{ мин}^{-1}$	$N_y, \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг}$	$n, \text{ мин}^{-1}$	$N_y, \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг}\cdot\text{м}$	$n, \text{ мин}^{-1}$	$N_y, \text{ Вт}\cdot\text{ч/кг}$
830	2,7	50	1000	17,7	6,8
1000	14	10,3	1128	58	2,3
1390	122	1,23	1918	334	0,58
1783	314	0,58	2500	507	0,49
2610	571	0,47	3270	716	0,46
3735	624	0,60	4260	1011	0,54
4430	932	0,63	5011	1293	0,60
4980	1291	0,574	5633	1441	0,62
5600	1467	0,554	6058	1755	0,63
6100	1954	0,58	–	–	–

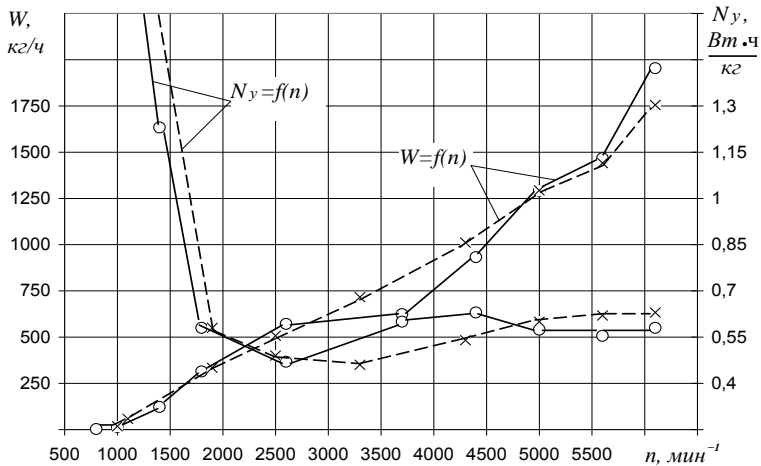


Рисунок 3.25 – Зависимость удельных энергозатрат N_y и подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и вида забора:
 «o» – вид «а»;
 «x» – вид «в»; $D_k = 27,5$ мм, $d_H = S = 25$ мм, $\delta = 3$ мм,
 $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³, $v = 28,9$ мм²/с

Результаты исследования устройства с $D_k = 27,5$ мм, $d_H = 25$ мм, $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³, $v = 28,9$ мм²/с, $\delta = 3$ мм, при шаге спирального винта $S = 35$ мм по определению степени влияния на подачу (производительность) и энергозатраты частоты вращения спирального винта и видов забора «а» и «в» приведены в таблице 3.9 и на рисунке 3.26.

Таблица 3.9 – 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, $d_H = S =$
 25 мм, $S = 35$ мм, $\delta = 3$ мм, $\rho = 1300$
 кг/м^3 , $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$

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

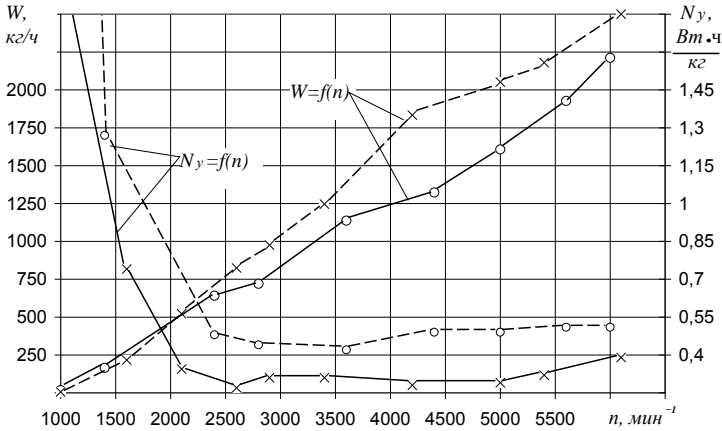


Рисунок 3.26 – Зависимость удельных энергозатрат N_y и подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и вида забора (o – вид «а», x – вид «б»); $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 35$ мм, $\delta = 3$ мм, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$

Результаты исследований подачи (производительности) и удельных энергозатрат N_y от кинематической вязкости жидкого материала $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$ и $\nu = 4,48 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 35$ мм, $H = 2,8$ м, вид забора «б» приведены в таблице 3.10 и рисунке 3.27.

Таблица 3.10 – Зависимость удельных энергозатрат N_y и подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и v при $S = 35$ мм, $d_n = 25$ мм, $D_k = 27,5$ мм, $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³. Вид забора «б»

$v = 4,48$ мм ² /с			$v = 28,9$ мм ² /с		
n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг	n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг
1660	61	2,44	927	5,9	12,4
2230	303	0,59	1560	213	0,70
3430	958	0,27	2138	517	0,45
4330	1250	0,29	2823	969	0,35
5120	1879	0,25	3742	1312	0,34
5785	2288	0,27	4240	1639	0,35
6260	2550	0,26	4960	2048	0,38
–	–	–	5560	2048	0,38
–	–	–	6012	2958	0,38

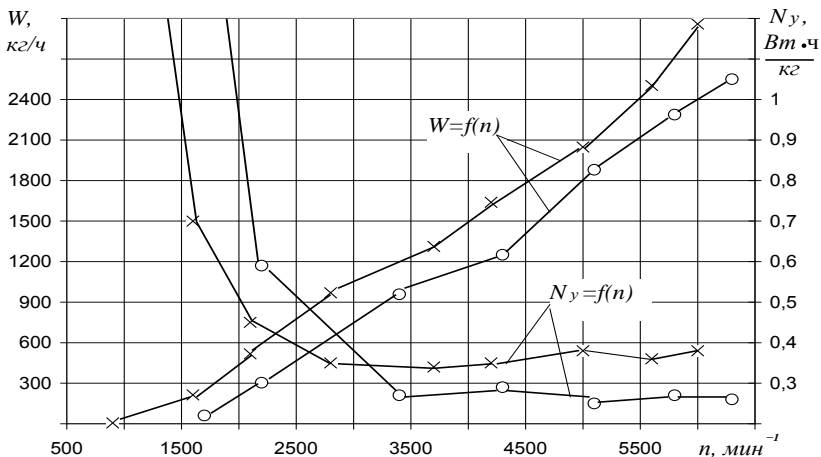


Рисунок 3.27 – Зависимость удельных энергозатрат N_y и подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и вязкости жидкого материала ν при $S = 35$ мм, $d_n = 35$ мм, $\delta = 3$ мм, $D_k = 27,5$ мм, $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м 3 . Вид забора «б»: «x» – $\nu = 28,9$ мм 2 /с; «o» - $\nu = 4,48$ мм 2 /с

Результаты исследования влияния шага спирального винта на подачу (производительность) W и удельные энергозатраты N_y при $S = 35$ мм, $S = 45$ мм, $D_k = 27,5$ мм, $d_H = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м 3 , $\nu = 4,48$ мм 2 /с, вид забора «в» приведены в таблице 3.11 и на рисунке 3.28.

Таблица 3.11– Зависимость подачи
 (производительности) W и
 удельных энергозатрат N_y от
 частоты вращения n и шага
 спирального винта S при $D_k = 27,5$
 мм, $d_H = 25$ мм, $\delta = 3$ мм,
 $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³, $\nu = 4,48$
 мм²/с, вид забора «в»

$S = 35$ мм			$S = 45$ мм		
n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг	n , мин ⁻¹	W , кг/ч	N_y , Вт·ч/кг
1540	23	5,82	1870	51	2,96
2020	248	0,60	2155	223	0,67
3310	915	0,22	2960	723	0,29
4323	1392	0,20	4300	1526	0,18
5120	1862	0,19	5075	1973	0,20
5860	2124	0,23	5780	2701	0,19
6330	2390	0,24	6240	2805	0,22

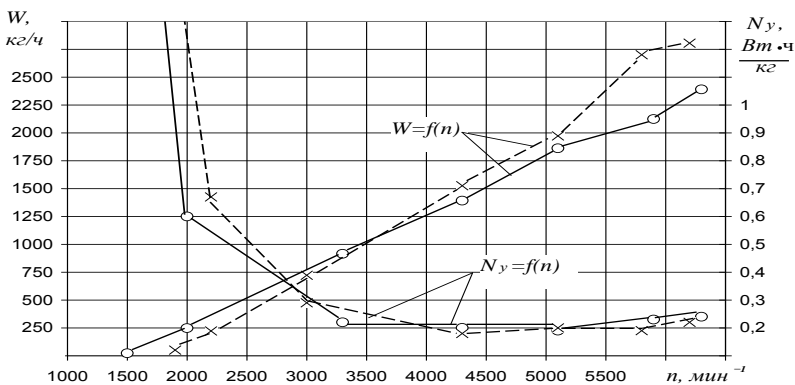


Рисунок 3.28 – Зависимость подачи

(производительности) W и
удельных энергозатрат N_y от
частоты вращения n и шага S
спирального винта при $D_k = 27,5$
мм, $d_H = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $H = 2,8$
м, $\rho = 1300$ кг/м 3 , $\nu = 4,48$ мм 2 /с.
Вид забора «в»; «о» – $S = 35$ мм,
«х» – $S = 45$ мм

Исследованиями рабочего органа (вид забора «а») с жидким материалом $\rho = 1300$ кг/м 3 , кинематической вязкостью $\nu = 33,3$ мм 2 /с, шагом спирального винта $S = 45$ мм (при $D_k = 27,5$ мм, $d_H = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $H = 2,8$ м) установлено, что подача (производительность) при $n = 2300 \dots 6150$ мин $^{-1}$ находится в пределах $W = 500 \dots 3089$ кг/ч, удельные энергозатраты $N_y = 0,41 \dots 0,31$ Вт·ч/кг, коэффициент осевого отставания материала $K_g = 0,31 \dots 0,43$.

3.6.6 Осевое отставание перемещения жидкого материала

Скорость перемещения материалов является одним из основных составляющих при определении подачи (производительности) любых транспортирующих машин.

В случае транспортирования (перемещения) сыпучих, жидких и полужидких материалов спирально-винтовыми рабочими органами скорость перемещения материалов зависит от осевой скорости перемещения винтовой поверхности вращающегося спирального винта $\mathcal{G}_{\text{ВП}} = S \cdot n / 60$ (раздел 2). Считая более практичным шаг винтовой линии спирального винта (S) обозначать в метрах, а частоту вращения спирального винта (n) в мин^{-1} , принимаем $\mathcal{G}_{\text{ВП}}$ в м/с.

Экспериментальными исследованиями установлено, что осевая скорость перемещаемого материала в большинстве случаев использования спирально-винтовых рабочих органов меньше осевой скорости спирального винта:

$$\mathcal{G}_{\text{ЗМ}} < \mathcal{G}_{\text{ВП}},$$

где $\mathcal{G}_{\text{ЗМ}}$ – осевая скорость материала, определяется экспериментально.

Для выражения характера осевого отставания материала от осевой скорости перемещения винтовой поверхности спирального винта используется коэффициент осевого отставания:

$$K_g = \vartheta_{ZM} / \vartheta_{ZП}.$$

Результаты исследований по определению коэффициента осевого отставания при подъёме жидких материалов приведены в приложении Е и на рисунке 3.29.

Анализ рисунка 3.29 показывает, что в пределах частоты вращения спирального винта $n = 2000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$, при $K_S = S/d_n = 25/25 = 1$, вязкости, $\nu = 3,74 \text{ мм}^2/\text{с}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, $H = 2,8 \text{ м}$ для трех видов забора жидкого материала (а, б, в – рисунок 3.29) коэффициент осевого отставания устойчиво находится в пределах $K_g = 0,325 \dots 0,341$.

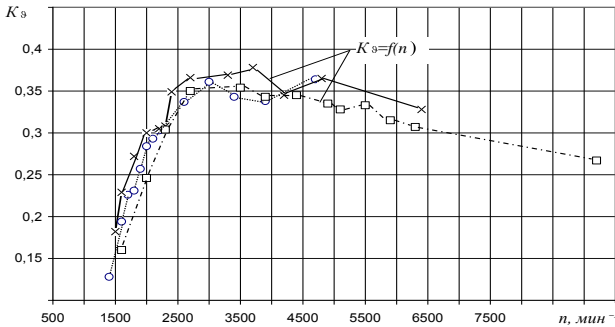


Рисунок 3.29 – Зависимость коэффициента осевого отставания жидкого материала K_g и вязкостью $\nu = 3,74 \text{ мм}^2/\text{с}$, $K_S = 1$, $H = 2,8 \text{ м}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ от частоты вращения n спирального винта и вида забора: «о» – вид «а», «х» – вид «б», «□» – вид «в»

Снижение значения K_g с уменьшением частоты вращения от 2000 мин^{-1} до 1000 мин^{-1} связано с недостаточной величиной центробежной силы инерции внутри кожуха, которая находится в пределах $K_{ц} = \omega^2 r / g = 2,25$.

Исследования показывают, что коэффициент осевого отставания жидкого материала увеличивается (имеется в виду, что материал меньше отстаёт от осевой скорости винтовой поверхности спирального винта) с увеличением вязкости жидкого материала при тех же конструктивных параметрах рабочего органа $K_s = 1$.

Результаты исследований при видах забора «а» и «в» приведены в приложении Ж и на рисунке 3.29.

Анализ рисунка 3.29 показывает, что при увеличении вязкости жидкого материала отставание осевой скорости движения уменьшается и K_g достигает значения 0,578...0,700 ($\nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$) по сравнению 0,325...0,341 ($\nu = 3,74 \text{ мм}^2/\text{с}$).

Увеличение значения отношения шага спирального винта к его диаметру до $K_s = S/d_n = 35/25 = 1,4$ при $\nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$ ведёт к уменьшению K_g до 0,50...0,61, по сравнению K_g 0,578...0,700 при $K_s=1$ (рисунок 3.30, приложение Е).

Установлено также, что при $K_s = 45/25 = 1,8$; вязкости $\nu = 4,84 \text{ мм}^2/\text{с}$ и $\nu = 33,3 \text{ мм}^2/\text{с}$ коэффициент K_g имеет достаточно низкую величину (таблица 3.12).

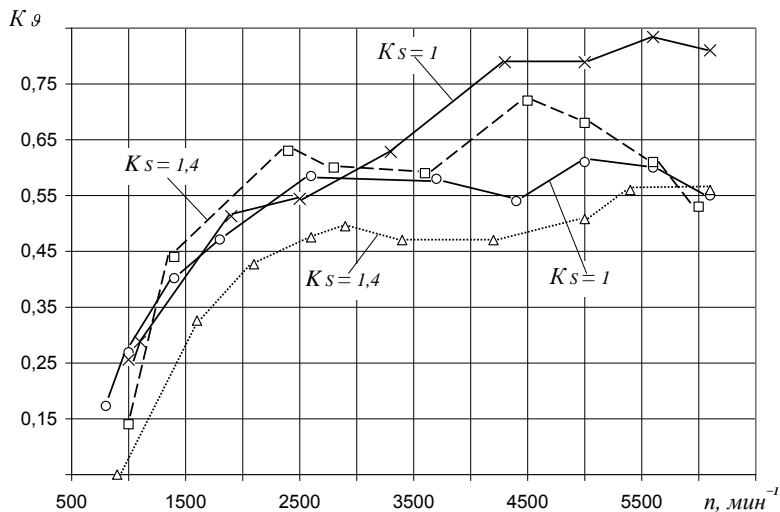


Рисунок 3.30 – Зависимость коэффициента осевого отставания жидкого материала K_g от частоты вращения n спирального винта и вязкостью жидкого материала $\nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$:
 $K_S = 1$, «o» – вид «a», «x» – вид «в»; $K_S = 1,4$; «□» – вид «a», «Δ» – вид «в»

Исследованиями других компоновок устройств установлены следующие коэффициенты осевого отставания жидкого материала K_g :

Таблица 3.12 – Зависимость коэффициента осевого отставания жидкого материала K_g при $K_S = S/d_n = 45/25 = 1,8$ от частоты вращения n спирального винта и вязкости жидкого материала ν : $H = 2,8$ м, $\rho = 1300$ кг/м³

$\nu = 4,84$ мм ² / с	$n,$ мин ⁻¹	1870	2155	2960	4300	5075	5780	6240
	K_g	0,120	0,376	0,233	0,104	0,116	0,146	0,135
$\nu = 33,3$ мм ² / с	$n,$ мин ⁻¹	1290	2330	3410	4480	5060	5660	6150
	K_g	0,077	0,312	0,374	0,438	0,452	0,431	0,433

- $K_g =$ при $D_k = 38$ $d_n = 35$ $S = 35$ $\delta = 4$ $H = 1,1$
0,36, мм, мм, мм, мм, м;
- $K_g =$ при $D_k = 50$ $d_n = 45$ $S = 40$ $\delta = 4$ $H = 1,1$
0,37, мм, мм, мм, мм, м;
- $K_g =$ при $D_k = 45$ $d_n = 35$ $S = 35$ $\delta = 4$ $H = 1,3$
0,408, мм, мм, мм, мм, м;

- $K_9 =$ при $D_k = 50$ $d_n = 45$ $S = 40$ $\delta = 8$ $H =$
0,208, мм, мм, мм, мм, 5,74 м;
- $K_9 =$ при $D_k =$ $d_n = 25,5$ $S = 26$ $\delta = 3$ $H =$
0,286, 27,5мм, мм, мм, мм, 1,85 м;
- $K_9 =$ при $D_k = 88$ $d_n = 84$ $S = 62$ $\delta = 8$ $H = 2,6$
0,49, мм, мм, мм, мм, м;
- $K_9 =$ при $D_k = 84$ $d_n = 66$ $S = 70$ $\delta = 8$ $H = 4,5$
0,147, мм, мм, мм, мм, м;
- $K_9 =$ при $D_k = 93$ $d_n = 82$ $S = 75$ $\delta = 8$ $H = 3,0$
0,278, мм, мм, мм, мм, м;
- $K_9 =$ при $D_k = 88$ $d_n = 73$ $S = 65$ $\delta = 8$ $H = 1,4$
0,52, мм, мм, мм, мм, м.

3.6.7 О толщине перемещаемой в кожухе слоя жидкого материала

Из теоретических исследований (раздел 2) известно, что процесс вертикального подъёма материала (в особенности жидкого и полужидкого птичьего помёта) проходит при постоянном прижатии слоя жидкого материала ко внутренней поверхности кожуха, при этом слой жидкого материала совершает вращательно – осевое движение.

Площадь поперечного сечения движущейся жидкого материала $F_{жс}$ всегда меньше площади поперечного сечения внутренней поверхности кожуха F_k , и

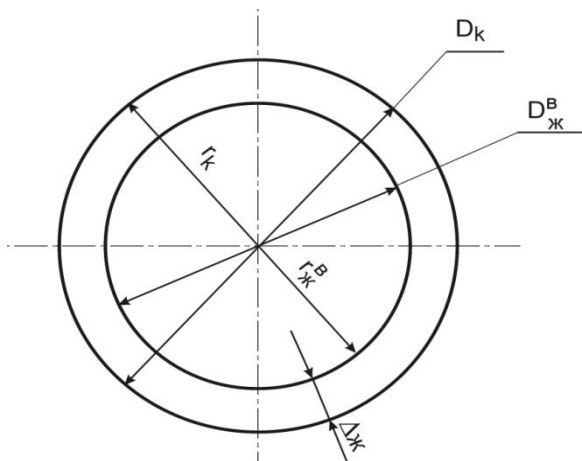
данная трактовка характеризуется символом K_F – коэффициентом наполнения кожуха перемещаемым материалом, всегда меньшим единицы:

$$K_F = F_{\text{ж}} / F_K \ll 1.$$

Для определения толщины жидкостного кольца внутри кожуха воспользуемся схемой, приведённой на рисунке 3.31. В частности, для случая подъёма воды плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ на высоту $H = 1,4 \text{ м}$ при $D_k = 88 \text{ мм}$, $d_H = 76 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ фактическая подача (производительность) составляет $W_\phi = 12 \text{ т/ч}$.

Теоретическая подача (производительность) при $K_g = 0,5$ без учёта K_F составляет $W_T = 29 \text{ т/ч}$, или ($W_T / W_\phi = 29/12$) в 2,42 раза меньше, то есть 41,3%.

При площади поперечного сечения кожуха $F_K = 0,25 \cdot \pi \cdot D_k^2 = 60,8 \text{ см}^2$, площадь сечения жидкого материала составит $F_{\text{ж}} = 25 \text{ см}^2$.



*Рисунок 3.31 – Схема определения толщины слоя жидкого материала:
 $\Delta_{ж}$ – толщина жидкого материала; $r_{жс}^в$ – внутренний радиус жидкостного кольца*

Из рисунка 3.31 имеем:

$$F_{жс} = \pi r_k^2 - \pi (r_{жс}^в)^2 = 60,8 - 25 = 35,8 \text{ см}^2;$$

$$r_{жс}^в = \sqrt{35,8/3,14} = 3,38 \text{ см.}$$

Тогда толщина слоя жидкого материала составит:

$$\Delta_{жс} = r_k - r_{жс}^в = 4,4 - 3,38 = 1,02 \text{ см.}$$

При этом наружный радиус спирального винта $r_H = 3,8$ см, средний радиус спирального винта $r_{cp} = 3,4$ см, внутренний радиус спирального винта $r_e = 3$ см (рисунок 3.32).

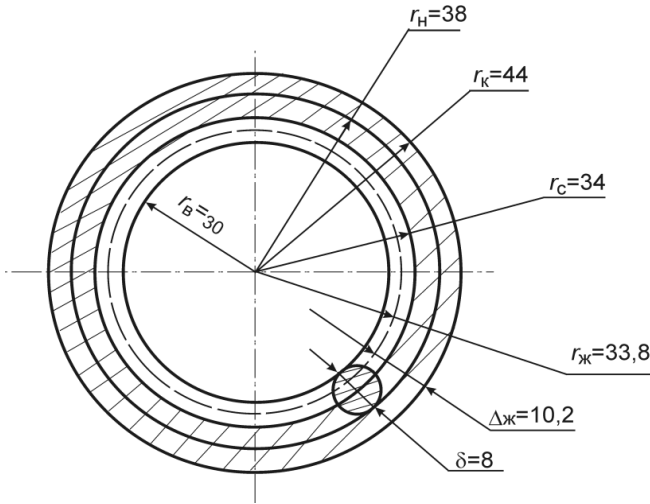


Рисунок 3.32 – Схема (экспериментальная) движения жидкого материала

Анализ схемы (рисунок 3.32) показывает, что жидкий материал движется по винтовой линии толщиной в 10,2 мм ($n = 2000$ мин⁻¹).

При этом осевая скорость винтовой линии спирального винта:

$$v_{zj} = Sn / 60 = 0,07 \cdot 2000 / 60 = 2,66 \text{ м/с.}$$

Осевая скорость слоя жидкого материала:

$$g_{ZM} = g_Z \cdot K_g = 1,33 \text{ м/с.}$$

Коэффициент наполнения кожуха жидким материалом составит для данного случая:

$$K_F = F_{жс} / F_k = 25 / 60,8 = 0,41.$$

Зная зазор (Δ) между наружной винтовой поверхностью спирального винта (r_k), и внутренним диаметром кожуха (r_k) и диаметром проволоки (δ), определим степень погружения спирального винта в жидкий материал по уравнению:

$$\Delta = r_k - r_n = 44 - 38 = 6 \text{ мм}$$

или

$$\Delta < \Delta_{жс}; \quad \Delta_{жс} - \Delta = 10,2 - 6 = 4,2 \text{ мм}$$

или

$$r_c - r_{жс} = 34 - 33,8 = 0,2 \text{ мм,}$$

то есть, рабочая спиральный винт перемещает жидкий материал лишь по плоскости среднего диаметра спирального винта $d_c(r_c)$, что требует экспериментального подтверждения и при других режимно-конструктивных параметрах устройства.

Значительные расхождения теоретических и экспериментальных значений подачи (производительности) (в том числе осевой скорости движения материала, степени наполнения кожуха и других

показателей) наблюдается от вариантов исполнения конструкций и заборной части рабочего органа.

Экспериментальными исследованиями устройства для перекачки воды плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ при температуре окружающей среды $+ 10^\circ\text{C}$, внутреннем диаметре спирального винта $d_n = 68 \text{ мм}$, шаге $D_k = 88 \text{ мм}$, наружном диаметре спирального винта $d_n = 67 \text{ мм}$, шаге винтовой линии $S = 70 \text{ мм}$, диаметре проволоки спирального винта $\delta = 8 \text{ мм}$, высоты подъёма $H = 3 \text{ м}$, заборе воды из четырёх окон высотой 85 мм и шириной 30 мм и частоте вращения спирального винта $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ установлено: продолжительность подъёма $t = 9 \text{ с}$, подача (производительность) $W = 2500 \text{ кг/ч}$.

Физическая картина процесса подъёма жидкого материала имеет следующий вид:

1. Осевое отставание перемещения жидкого материала \mathcal{G}_{ZM} от осевой скорости перемещения винтовой поверхности спирального винта \mathcal{G}_{ZI} характеризуется коэффициентом осевого отставания:

$$K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{ZI} = H \cdot t^{-1} / S n \cdot 60^{-1} = 3 \cdot 9 / 0,07 \cdot 1500 \cdot 60^{-1} = 0,188 \cdot$$

Наполнение внутреннего объёма кожуха жидким материалом характеризуется коэффициентом наполнения:

$$K_F = V_{жс} / V_k,$$

где $V_{ж}$ – объём жидкого материала (материала) в кожухе;
 V_k – объём кожуха без учёта объёма спирального винта.

Объём, занятый рабочим органом (спирально-винтовым рабочим органом):

$$V_{po} = 3 \cdot H \cdot \pi \delta^2 / 4 = 3 \cdot 300 \cdot 3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,8 / 4 = 450 \text{ см}^3.$$

Объём кожуха:

$$V_k = \pi D_k^2 H / 4 = 3,14 \cdot 8,8 \cdot 8,8 \cdot 300 / 4 = 18300 \text{ см}^3.$$

Полезный объём кожуха:

$$V_n = V_k - V_{po} = 18300 - 450 = 17850 \text{ см}^3$$

или объём, занятый спирально-винтовым рабочим органом, составляет:

$$\Delta V_{po} = V_{po} \cdot 100 / V_n = 45000 / 17850 = 2,55\% ,$$

и при практических расчётах, когда $S \approx d_n$, может не учитываться.

Количество жидкого материала при полностью заполненном (теоретически) кожухе составит:

$$G_k = V_k \cdot \rho = 17850 \cdot 1000 \cdot 10^{-6} = 17,85 \text{ кг}.$$

Фактическое количество жидкого материала, заполняющей объём кожуха $G_{ж}$, при работе устройства определяется исходя из его подачи (производительности) $W = 2500 \text{ кг/ч}$, так как в общем виде:

$$W = F_{жс} \cdot \vartheta_{ZM} \cdot \rho \text{ или } F_{жс} = W / \vartheta_{ZM} \cdot \rho = 21 \text{ см}^2 .$$

Тогда:

$$V_{жс} = F_{жс} \cdot H = 6300 \text{ см}^3$$

или

$$G_{жс} = V_{жс} \cdot \rho = 6,3 \text{ кг.}$$

Объём в кожухе занятой жидким материалом составит:

$$\Delta V_{жс} = V_{жс} \cdot 100 / V_n = 35,3\%$$

или коэффициент наполнения составит:

$$K_F = V_{жс} / V_n = 0,353.$$

2. Толщина вращающегося внутри кожуха кольца жидкого материала определится, исходя из уравнения подачи (производительности), с учётом того, что жидкий материал перемещается из-за больших центробежных сил в состоянии, прижатом к внутренней поверхности кожуха. Расчётами установлено, что площадь поперечного сечения жидкого материала в кожухе $F_{жс} = 21 \text{ см}^2$, а площадь поперечного сечения кожуха

$$3. F_k = \pi D_k^2 / 4 = 3,14 \cdot 8,8 \cdot 8,8 / 4 = 60,7 \text{ см}^2,$$

длина окружности кожуха, соответственно,

$$L_k = \pi D_k = 3,14 \cdot 8,8 = 27,6 \text{ см.}$$

4. Допуская, что длина окружности по внутреннему диаметру кожуха и по внутреннему диаметру слоя жидкого материала приблизительно равны, имеем $F_{жс} = L_k \cdot \Delta$, откуда $\Delta = F_{жс} / L_k = 21 / 27,6 = 0,76 \text{ см}$

или

$$F_{\text{жс}} = F_k - F_{\text{в}} = \pi D_k^2 / 4 - \pi D_{\text{в}}^2 / 4$$

откуда

$$\pi D_{\text{вжс}}^2 / 4 = \pi D_k^2 / 4 - F_{\text{жс}}; \quad D_{\text{вжс}}^2 = D_k^2 - 4F_{\text{жс}} / \pi$$

или

$$D_{\text{вжс}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\text{жс}} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 84 / 3,14} = 7,1 \text{ см.}$$

Соответственно:

$$\Delta = (D_k - D_{\text{вжс}}) / 2 = (8,8 - 7,1) / 2 = 0,85 \text{ см,}$$

в то время как конструктивный зазор равен:

$$\Delta_k = (D_k - d_n) / 2 = (8,8 - 6,8) / 2 = 1,0 \text{ см,}$$

что показывает на движение жидкого материала, происходящее исключительно за счёт внутреннего трения частиц жидкого материала.

5. Увеличение частоты вращения до 1840 мин^{-1} существенно изменяет характер процесса перемещения жидкого материала. Так, продолжительность подъёма жидкого материала на высоту $H = 3 \text{ м}$ составляет $t = 5 \text{ с}$, и производительность насоса $W = 6700 \text{ кг/ч}$. При этом

коэффициент осевого отставания $K_g = \frac{H}{t} / \frac{Sn}{60} = 0,775$, а

площадь слоя (кольца) жидкого материала:

$$F_{\text{жс}} = W / g_{\text{ЗМ}} \rho = 31,5 \text{ см}^2.$$

Соответственно, объём жидкого материала составит:

$$V_{\text{жс}} = F_{\text{жс}} \cdot H = 31,5 \cdot 300 = 9450 \text{ см}^3;$$

$$G_{\text{жс}} = V_{\text{жс}} \cdot \rho = 9,45 \text{ кг};$$

$$\Delta V_{\text{жс}} = V_{\text{жс}} \cdot 100 / V_n = 9450 \cdot 100 / 17850 = 53,2\% ;$$

$$K_F = V_{\text{жс}} / V_n = 9450 / 17850 = 0,532.$$

Толщина кольца жидкого материала при этом составит:

$$\Delta = F_{\text{жс}} / L_k = 31,5 / 27,6 = 1,14 \text{ см}$$

или

$$D_{\text{вжс}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\text{жс}} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 4 \cdot 31,5 / 3,14} = 6,12 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_k - D_{\text{в}}) / 2 = (8,8 - 6,12) / 2 = 1,35 \text{ см}.$$

6. Увеличение диаметра (внутреннего) кожуха и частоты вращения спирального винта, и уменьшение в свою очередь зазора между наружной поверхностью винтовой линии спирального винта и внутренней поверхностью кожуха ведет к повышению подачи (производительности) устройства. Например, при $D_k = 93$ мм, $S = 75$ мм, $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$, $d_H = 82$ мм получены следующие данные: $W = 12,9 \text{ т/ч}$ (вода); $N_{\text{р.х.}} = 2,1 \text{ кВт}$; $\delta =$

8 мм; $\mathcal{G}_{ZM} = 1$ м/с; $\mathcal{G}_{ZII} = 3,62$ м/с; $K_g = 0,276$; $\Delta_k = 5,5$ мм; $H = 3$ м.

Соответственно:

$$F_{\mathcal{J}C} = W / \mathcal{G}_{ZM} \rho = 35,9 \text{ см}^2; \quad V_{\mathcal{J}C} = F_{\mathcal{J}C} \cdot H = 10770 \text{ см}^3;$$

$$G_{\mathcal{J}C} = V_{\mathcal{J}C} \cdot \rho = 10,77 \text{ кг};$$

$$K_F = V_{\mathcal{J}C} / V_K = 10770 / 3,14 \cdot 9,3^2 \cdot 0,25 \cdot 300 = 0,527;$$

$$\Delta = F_{\mathcal{J}C} / L_k = 1,23 \text{ см};$$

$$D_{6\mathcal{J}C} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\mathcal{J}C} / \pi} = \sqrt{9,3^2 - 4 \cdot 35,9 / 3,14} = 6,4 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_k - D_g) / 2 = (9,3 - 6,4) / 2 = 1,45 \text{ см}.$$

При этом (конструктивно) имеем:

$$r_k = 4,65 \text{ см}; \quad r_c = 4,25 \text{ см}; \quad r_g = 3,85 \text{ см}; \quad r_{\mathcal{J}C} = 3,2 \text{ см},$$

что позволяет констатировать, что жидкий материал перемещается кольцевым слоем, внутри радиуса кольца, на 0,65 см меньшим внутреннего радиуса спирального винта.

7. Увеличение зазора между наружной винтовой поверхностью спирального винта и внутренней поверхностью кожуха ведет к уменьшению подачи (производительности) устройства. Например, при перекачке воды $\rho = 1000$ кг/м³ устройством с $D_k = 84$ мм, $d_H = 66$ мм, $\delta = 7$ мм, $S = 70$ мм, $\Delta_k = (D_k - D_H) / 2 = (84 - 66) / 2 = 9$ мм, $n = 2200$ мин⁻¹, $H = 4,5$ м достигается подача (производительность) лишь

$W = 2800$ кг/ч. При этом осевая скорость жидкого материала $\mathcal{G}_{ZM} = H / t = 4,5 / 11,5 = 0,392$ м/с, осевая скорость витков спирального винта $\mathcal{G}_{ZII} = Sn / 60 = 0,07 \cdot 2200 / 60 = 2,56$ м/с, соответственно, коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{ZII} = 0,392 / 2,56 = 0,153$.

При этом:

$$V_k = \pi D_k^2 / 4 \cdot H = 25000 \text{ см}^3; G_k = V_k \rho = 25 \text{ кг};$$

$$F_{\mathcal{G}} = W / \mathcal{G}_{ZM} \cdot \rho = 19,8 \text{ см}^2; V_{\mathcal{G}} = F_{\mathcal{G}} \cdot H = 8850 \text{ см}^3;$$

$$G_{\mathcal{G}} = V_{\mathcal{G}} \cdot \rho = 8,85 \text{ кг}; \Delta V_{\mathcal{G}} = 100 \cdot V_{\mathcal{G}} / V_k = 35,4\% ;$$

$$K_F = V_{\mathcal{G}} / V_k = 0,354 ;$$

$$\Delta = F_{\mathcal{G}} / L_k = 19,8 / \pi D_k = 0,755 \text{ см};$$

$$D_{\mathcal{G}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\mathcal{G}} / \pi} = \sqrt{8,4^2 - 4 \cdot 19,8 / 3,14} = 6,73 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_k - D_{\mathcal{G}}) / 2 = 0,83 \text{ см};$$

$$r_{\mathcal{G}} = 3,365 \text{ см}; r_k = 4,2 \text{ см}; r_c = 3,4 \text{ см}; r_e = 2,6 \text{ см},$$

то есть радиус кольца жидкого материала $r_{\mathcal{G}}$ на $3,365 - 2,6 = 0,765$ см меньше внутреннего радиуса спирального винта.

8. Показатели, характеризующие процесс перемещения материала (воды, жидкого помёта, масла) изменяются и от высоты подъёма. Так, устройство с $D_k =$

88 мм, $d_H = 73$ мм, $d_c = 65$ мм, $d_a = 57$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 65$ мм,
 $H = 1,4$ м,
 $\alpha = \arctg S / \pi \cdot d_c = \arctg 65 / 3,14 \cdot 65 = 17^\circ 40'$, $\rho = 1$
т/м³ перекачивает $W = 18,9$ т/ч.

При $n = 2310$ мин⁻¹: $\vartheta_{ZM} = 1$ м/с,
 $\vartheta_{zn} = Sn / 60 = 2,5$ м/с, $K_g = \vartheta_{ZM} / \vartheta_{zn} = 1 / 2,5 = 0,4$,
 $V_k = \pi D_k^2 H / 4 = 8500$ см³, $G_k = V_k \rho = 8,5$ кг,
 $F_{жс} = W / \vartheta_{ZM} \cdot \rho = 52,6$ см², $V_{жс} = F_{жс} \cdot H = 7400$ см³,
 $G_{жс} = V_{жс} \cdot \rho = 7,4$ кг, $\Delta V_{жс} = 100 \cdot V_{жс} / V_k = 87\%$,
 $K_F = V_{жс} / V_k = 0,87$,

$$\Delta = F_{жс} / L_k = 52,6 / \pi D_k = 1,91 \text{ см,}$$

$$D_{вжс} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{жс} / \pi} = \sqrt{8,8^2 - 4 \cdot 52,6 / 3,14} = 3,16$$

см, $\Delta = (D_k - D_{вжс}) / 2 = 2,82$ см, $r_{жс} = 1,58$ см; $r_k = 4,4$
см; $r_6 = 2,85$ см.

Данные расчёты позволяют констатировать, что внутри кожуха остаётся не заполненной лишь 13% площади поперечного сечения с диаметром пустотного кольца 3,16 см.

9. Увеличение частоты вращения спирального винта ведет к увеличению подачи (производительности) устройства ($D_k = 88$ мм). Так, увеличение частоты вращения спирального винта от $n = 2300$ до 3400 мин⁻¹ (на

48%) приводит к росту подачи (производительности) воды с 18,9 до 21,5 т/ч (на 14%).

10. Испытаниями устройства с $D_k = 50$ мм, $\delta = 8$ мм, $S = 40$ мм, $d_H = 43$ мм, $H = 6$ м, жидкий материал – вода, $t = + 10^\circ\text{C}$, $\rho = 1$ т/м³, $n = 1970$ мин⁻¹, форма забора из четырёх окон, напор 0,2 м, установлено:

$$W = 960 \text{ кг/ч}; \mathcal{G}_{zn} = Sn / 60 = 1,31 \text{ м/с};$$

$$\mathcal{G}_{ZM} = H / t_n = 6 / 22 = 0,273 \text{ м/с};$$

$$K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{zn} = 0,273 / 1,31 = 0,208;$$

$$V_k = \pi D_k^2 H / 4 = 11800 \text{ см}^3; G_k = V_k \rho = 11,8 \text{ кг};$$

$$F_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = W / \mathcal{G}_{ZM} \cdot \rho = 9,8 \text{ см}^2; V_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = F_{\mathcal{G}\mathcal{C}} \cdot H = 5880 \text{ см}^3;$$

$$G_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = V_{\mathcal{G}\mathcal{C}} \cdot \rho = 5,88 \text{ кг}; \Delta V_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = 100 \cdot V_{\mathcal{G}\mathcal{C}} / V_k = 50\% ;$$

$$K_F = V_{\mathcal{G}\mathcal{C}} / V_k = 0,5; \Delta = F_{\mathcal{G}\mathcal{C}} / L_k = 0,625 \text{ см};$$

$$D_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\mathcal{G}\mathcal{C}} / \pi} = 3,54 \text{ см};$$

$$\Delta = (D_k - D_{\mathcal{G}\mathcal{C}}) / 2 = 0,72 \text{ см}, r_{\mathcal{G}\mathcal{C}} = 1,77 \text{ см};$$

$$r_k = 2,5 \text{ см}; r_e = r_n - \delta = 2,15 - 0,8 = 1,35 \text{ см (рисунок 3.33)}.$$

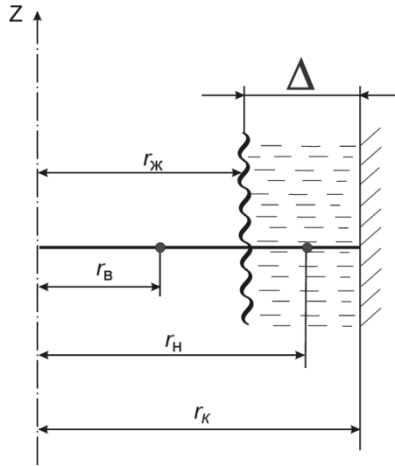


Рисунок 3.33 – Схема толщины жидкого кольца
вертикальном кожухе:

$$r_k = 25 \text{ мм}; r_n = 21,5 \text{ мм}; r_в = 13,5 \text{ мм}; r_{ж} = 17,7 \text{ мм}; \Delta = 7,2 \text{ мм}$$

11. Изменение плотности и вязкости жидкого материала оказывает существенное влияние на показатели процесса перемещения. В результате экспериментальных исследований перемещения жидкого материала с плотностью $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, насосом $H = 3,4 \text{ м}$, $D_k = 50 \text{ мм}$, $d_n = 44 \text{ мм}$, $\delta = 8 \text{ мм}$, $S = 40 \text{ мм}$, $n = 1970 \text{ мин}^{-1}$, достигнута подача (производительность) $W = 2,92 \text{ м}^3/\text{ч}$ и при этом:

$$\mathfrak{G}_{zn} = Sn / 60 = 1,61 \text{ м/с}; \mathfrak{G}_{ZM} = 0,57 \text{ м/с};$$

$$K_{\mathfrak{G}} = \mathfrak{G}_{ZM} / \mathfrak{G}_{zn} = 0,354; V_k = \pi D_k^2 / 4 \cdot H = 6700 \text{ см}^3;$$

$$V_{\mathfrak{Ж}} = F_{\mathfrak{Ж}} \cdot H = 4850 \text{ см}^3; G_{\mathfrak{Ж}} = V_{\mathfrak{Ж}} \rho = 6,85 \text{ кг};$$

$$\Delta V_{\mathfrak{Ж}} = 100 \cdot V_{\mathfrak{Ж}} / V_k = 72,3\%; K_F = V_{\mathfrak{Ж}} / V_k = 0,723;$$

$$\Delta = F_{\mathfrak{Ж}} / L = 0,913 \text{ см}; D_{\mathfrak{ВЖ}} = \sqrt{D_k^2 - 4F_{\mathfrak{Ж}} / \pi} = 2,59$$

$$\text{см}; \Delta = (D_k - D_{\mathfrak{ВЖ}}) / 2 = 1,205 \text{ см}, r_{\mathfrak{Ж}} = 1,3 \text{ см};$$

$$r_k = 2,5 \text{ см}; r_b = 2,2 - 0,8 = 1,4 \text{ см (рисунок 3.34)}.$$

При этом $F_k = \pi D_k^2 H / 4 = 3,14 \cdot 25 / 4 = 19,6 \text{ см}^2$,
 $F_{\mathfrak{Ж}} = 14,3 \text{ см}^2$, а диаметр пустоты в центре кожуха
определится из уравнения:

$$D_0 = \sqrt{4F_0 / \pi} = \sqrt{4(F_k - F_{\mathfrak{Ж}}) / \pi} = 2,6 \text{ см}.$$

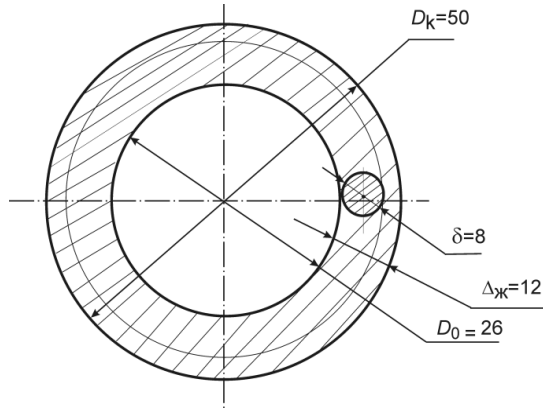


Рисунок 3.34 – Схема подъёма жидкого материала с плотностью $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$

Осевая скорость материала \mathcal{G}_{ZM} и осевая скорость винтовой поверхности спирального винта \mathcal{G}_{ZII} имеют прямую зависимость от частоты вращения, коэффициент осевого отставания $K_g = \mathcal{G}_{ZM} / \mathcal{G}_{ZII}$ находится в пределах ($n = 1500 \dots 3000 \text{ мин}^{-1}$) $0,3 \dots 0,35$, толщина слоя жидкого материала $\Delta = 5 \dots 15,5 \text{ мм}$ (таблица 3.13 и рисунок 3.35).

Таблица 3.13 – Зависимость подачи
 (производительности) W , осевых скоростей
 материала $g_{zл}$, спирального винта $g_{zм}$,
 коэффициента осевого отставания K_g , толщины
 жидкостного кольца Δ , от частоты вращения n
 спирального винта

n , мин ⁻¹	$g_{zл} = Sn / 60$, м/с	$g_{zм}$, м/с	K_g	W , м ³ /с	Δ , мм
1150	0,77	0,138	0,18	0,36	5
1350	0,92	0,204	0,22	0,81	9
1580	1,06	0,340	0,32	1,12	6,6
1630	1,09	0,340	0,31	1,18	7,6
1930	1,29	0,425	0,33	1,77	5,9
2080	1,38	0,485	0,35	1,92	8,2
2420	1,62	0,570	0,35	2,92	12
2900	1,94	0,680	0,35	3,60	12,2
3000	2,0	0,680	0,34	4,20	15,5
3500	2,14	0,680	0,32	4,20	15,5
4000	2,68	0,850	0,32	4,20	10,5

Значение площадей поперечного сечения жидкого материала, радиусов жидкостного кольца приведены в приложении И.

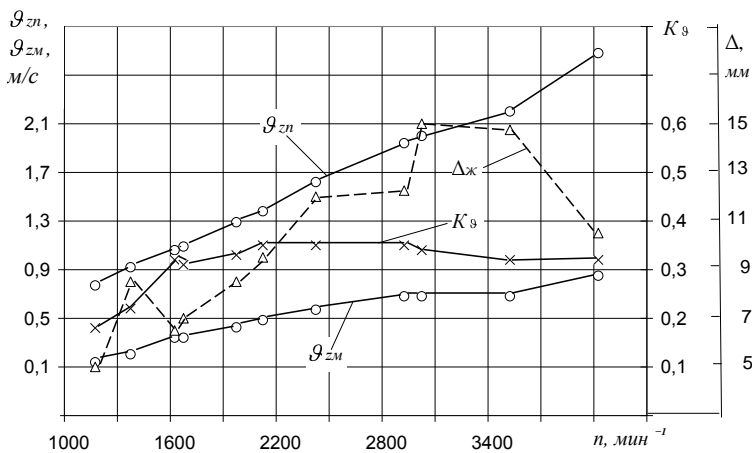


Рисунок 3.35 – Зависимость осевой скорости материала v_{zm} осевой скорости материала спирального винта v_{zn} и коэффициента осевого отставания K_ϕ , Δ от частоты вращения n спирального винта

Сравнение экспериментальных значений внутреннего радиуса движущегося (вращающегося) кольца жидкого материала $r_{жс}$ со средним радиусом рабочей спирального винта $r_{ср}$ показывает, что жидкий материал захватывается лишь в пространстве, где имеет место воздействия винтовой поверхности площадью, равной половине толщины проволоки, а в зазоре между r_k и r_n , за счёт сил внутреннего трения, чем больше вязкость

жидкого материала, тем интенсивнее идёт процесс перемещения материала.

Эксперименты показали, что r_{cp} примерно одного порядка с $r_{жс}$ при $n = 1500 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$, а при $n > 2400 \text{ мин}^{-1}$, $r_{cp} > r_{жс}$ ($18 > 9,2 \dots 14,5 \text{ мм}$). С учётом данного фактора, наиболее предпочтительными являются частоты вращения спирального винта $n = 2400 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$ ($\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$).

3.6.8 Результаты математической обработки экспериментальных данных

В результате обработки экспериментальных данных получены соответствующие уравнения взаимосвязи параметров рабочего органа.

По таблице 3.6 имеем ($n - \text{мин}^{-1}$, приложение К):

$$W = 0,203 \cdot n + 3,049 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 304,435, \text{ кг/ч} -$$

вид забора «а»;

$$W = 0,171 \cdot n + 3,072 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 228,019, \text{ кг/ч} -$$

вид забора «б»;

$$W = 0,227 \cdot n + 2,028 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 297,324, \text{ кг/ч} -$$

вид забора «в»;

при этом отмечается незначительное влияние вида заборного окна на производительность (подачу).

По таблице 3.7 (приложение Л):

$$N_y = -1,497 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,648 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,497,$$

Вт·ч/кг – вид забора «а»;

$$N_y = -1,118 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,183 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 2,791,$$

Вт·ч/кг – вид забора «б»;

$$N_y = -1,462 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,587 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 + 3,52,$$

Вт·ч/кг – вид забора «в»,

при этом отмечается, что отклонения незначительны.

По таблице 3.8 (приложение М):

$$W = 0,157 \cdot n + 2,209 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 119,99, \text{ кг/ч – вид «а»};$$

$$W = 0,254 \cdot n + 9,984 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 224,105, \text{ кг/ч – вид «в»};$$

$$N_y = -5,507 \cdot 10^{-4} \cdot n + 6,814 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 1,603,$$

Вт·ч/кг – вид «а»;

$$N_y = -1,421 \cdot 10^{-4} \cdot n + 2,121 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 0,741,$$

Вт·ч/кг – вид «в»,

при этом отмечается, удельный расход мощности имеет наименьшую величину при частотах вращения $n = 2000 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$.

По таблице 3.9 (приложение Н):

$$W = 0,324 \cdot n + 1,345 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 - 289,414, \text{ кг/ч}$$

– вид «а»;

$$W = 0,558 \cdot n + 5,461 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 581,966, \text{ кг/ч – вид}$$

«в»;

$$N_y = -7,969 \cdot 10^{-4} \cdot n + 9,275 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 2,059, \text{ Вт·ч/кг –}$$

вид «а»;

$$N_y = -5,694 \cdot 10^{-4} \cdot n + 7,178 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 1,348,$$

Вт·ч/кг – вид «в»;

при этом отмечается, наименьшие удельные энергозатраты установлены при частоте вращения спирального винта $n = 3000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$.

По таблице 3.10 (приложение П):

$$W = -1,538 \cdot 10^{-3} + 356,112 \cdot \nu - 10,915(\nu)^2 + 0,157 \cdot n + 3,804 \cdot 10^{-5}(n)^2 + 5 \cdot 317 \cdot 10^{-3} \cdot \nu \cdot n, \text{ кг/ч,}$$

где $n = \text{мин}^{-1}$, $\nu = \text{мм}^2/\text{с}$;

$$N_y = 2,583 + 0,288 \cdot \nu - 9,011 \cdot 10^{-3}(\nu)^2 - 1,493 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,542 \cdot 10^{-7}(n)^2 + 3,143 \cdot 10^{-6} \cdot \nu \cdot n, \text{ Вт·ч/кг,}$$

при этом данные получены при виде забора «б».

По таблице 3.11 (приложение Р):

$$W = -198,404 - 4,188 \cdot S - 0,469(S)^2 - 0,027 \cdot n + 1,385 \cdot 10^{-5}(n)^2 + 0,012 \cdot S \cdot n, \text{ кг/ч};$$

$$N_y = 0,772 + 0,29 \cdot S - 3,506 \cdot 10^{-3}(S)^2 - 2,422 \cdot 10^{-3} \cdot n + 2,937 \cdot 10^{-7}(n)^2 - 9,941 \cdot 10^{-6} \cdot S \cdot n, \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг},$$

при этом отмечается, что увеличение шага спирального винта ведет к росту подачи (производительности) на 10...20% ($S = 35$ и 45 мм), при неизменных удельных энергозатратах.

Результаты исследований зависимости подачи (производительности), удельных энергозатрат от кинематической вязкости материала и шага спирального винта приведены на рисунках 3.36; 3.37; 3.38 и 3.39.

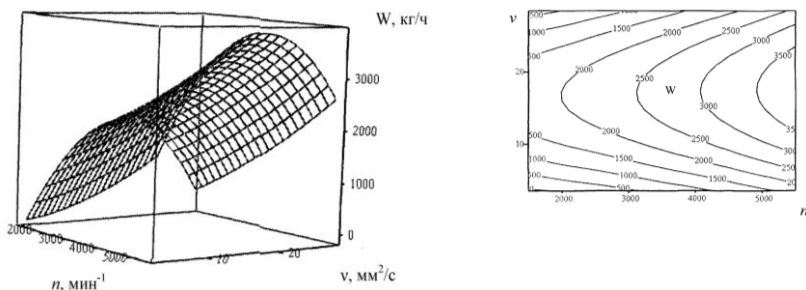


Рисунок 3.36– Зависимость подачи (производительности) W от частоты вращения n спирального винта и кинематической вязкости ν жидкого материала: $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 35$ мм, $H = 2,8$ м. Вид забора «б»

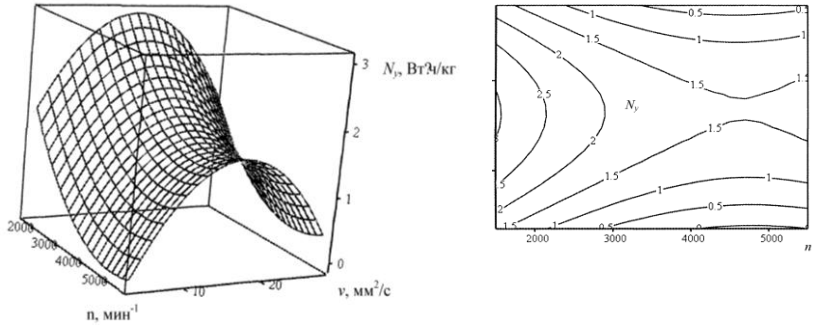


Рисунок 3.37– Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n спирального винта и вязкости жидкого материала v : $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $S = 35$ мм, $H = 2,8$ м.
Вид забора «б»

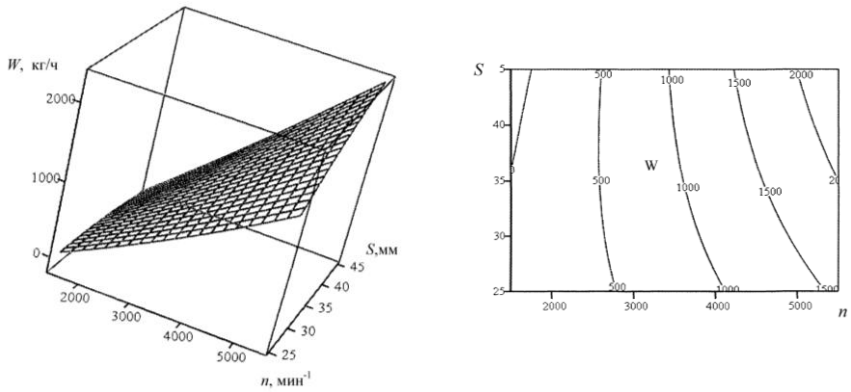


Рисунок 3.38– Зависимость подачи (производительности) W от шага S и частоты вращения n спирального винта: $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $v = 4,48$ мм²/с. Вид забора «в»

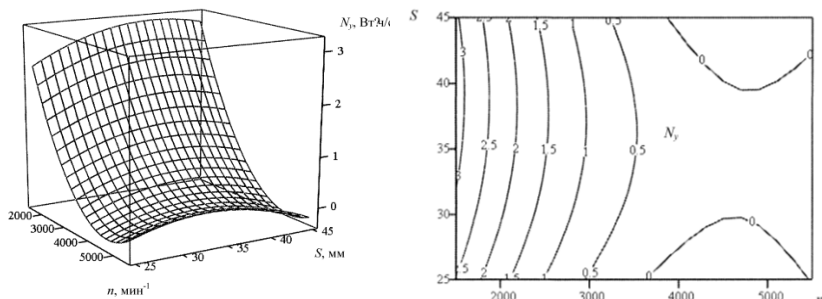


Рисунок 3.39-Зависимость удельных энергозатрат N_y от частоты вращения n и шага S спирального винта: $D_k = 27,5$ мм, $d_n = 25$ мм, $\delta = 3$ мм, $v = 4,48$ м²/с. Вид забора «в»

3.7 Выводы

1. Разработанные экспериментальные установки в насосно-транспортных вариантах с использованием вращающегося спирального винта в качестве рабочих органов позволили определить конструктивно-режимные параметры в достаточных для теории и практике пределах:

- подача (производительность) от 100 до 8000 кг/ч;
- высоту подъёма жидкого и полужидкого материалов от 0,5 до 6 м.

2. Изготовленные приборы (трибометр, липкостемер) позволили определить физико-механические свойства жидкого, полужидкого птичьего помёта с опилочной подстилкой.

3. В исследованиях использовались также общеизвестные технические средства измерения:

вискозиметр, влагомер, Пурка, тахометры, секундомеры, весы и другие.

4. Для математической обработки опытных данных использованы соответствующие математические методы, алгебраические полиномы первой степени, составлены планы экспериментов, выбраны уровни переменных факторов, составлена матрица планирования экспериментов.

Статистическая обработка данных полученных результатов проводилась на ПЭВМ с помощью стандартных программ Mathcad и Excel.

5. Экспериментальными исследованиями подтверждены теоретические положения по количественной оценке степени влияния заборной части на наполняемость кожуха устройства. Установлено, что формы и виды заборной части значительно (до $\pm 5\%$) влияют на подачу (производительность) и удельные энергозатраты устройства. Выявлено влияние физико-механических свойств птичьего помета на подачу (производительность) и энергозатраты. Увеличение вязкости исследуемого материала от $\nu = 4,48 \text{ мм}^2/\text{с}$ до $\nu = 28,9 \text{ мм}^2/\text{с}$ ведет к увеличению как подачи (производительности), так и удельных энергозатрат до 10% .

Установлено, что коэффициент осевого отставания исследуемого материала (помета) от осевой скорости винтовой поверхности рабочего органа при вертикальном заполнении кожуха устройства для перемещения птичьего

помёта равняется $K_g = 0,3...0,4$, при пологонаклонных трассах ($\gamma = 10...20^\circ$) коэффициент $K_g = 0,6...0,7$.

Наименьшие удельные энергозатраты обеспечиваются при частоте вращения рабочего органа $n = 1500...3500 \text{ мин}^{-1}$.

6. Установлены зависимости подачи (производительности) от частоты вращения, шага и диаметра спирального винта, диаметра кожуха, высота подъёма жидкого материала в пределах $D_k = 27,5...170$ мм, частоты вращения $n = 1000...7500 \text{ мин}^{-1}$. При этом подача (производительность) обеспечивается до $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, дальность трассы $1,4...25$ м.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

4.1 Результаты производственных исследований

С целью проверки конструктивно-режимных параметров, установленных на основе теоретических и экспериментальных исследований, производственные исследования спирально-винтовых рабочих органов для перемещения птичьего помёта производились в трёх вариантах:

– перемещение жидкого помёта (жижи) для приготовления биогауса;

– перемещения полужидкого птичьего помёта с посторонними органическими включениями в условиях птицефабрики;

– перемещение (транспортирование) полусухого птичьего помёта в смеси с подстилкой древесными опилками, используемыми в условиях содержания (откорма) цыплят на птицефабрике;

Принципиальная схема рабочего процесса первого варианта устройства для подачи жижи с целью получения биогауса приведена на рисунке 4.1.

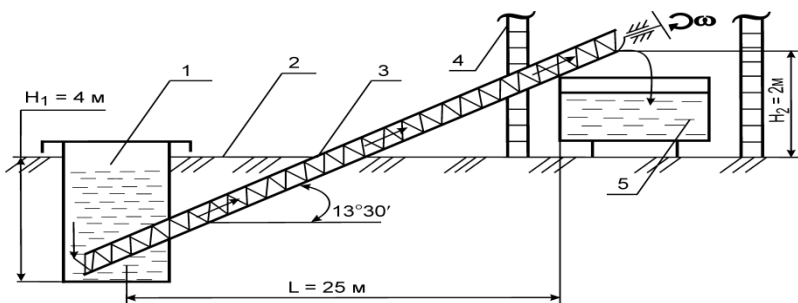


Рисунок 4.1 – Схема загрузки бродильных ёмкостей:

- 1 – жижа; 2 – поверхность почвы;
- 3 – насос-транспортёр;
- 4 – помещение; 5 – бродильная ёмкость для получения биогауса и биогаза

Техническая характеристика:

1. Подача (производительность), кг/ч.....– 700
2. Диаметр кожуха, мм.....– 50
3. Диаметр спирального винта, мм.....– 45
4. Диаметр проволоки спирального винта, мм.....– 8
5. Шаг спирального винта, мм.....– 40
6. Частота вращения спирального винта, мин⁻¹.....– 750
7. Масса спирального винта, кг.....– 32
8. Мощность привода, кВт.....– 1,2

Согласно технологического процесса получения биогумуса, суточная подача жижи в большую ёмкость составляет 10 т/ч, и количество подпитываемой жидкости должно быть в пределах до 1 т/ч.

Данные требования технологического процесса в достаточной степени обеспечиваются разработанным устройством.

При технологической необходимости частота вращения спирального винта изменяется сменой шкивов приводного устройства, при этом из исследований известно, что подача (производительность) изменяется от частоты вращения спирального винта (до 2000 мин⁻¹) в прямо-пропорциональной зависимости.

Второй вариант производственных исследований проводился в условиях птицефабрики с использованием устройства, общий вид которого приведен на рисунке 4.2.

Птичий помёт поступает из птичника (в целом) в полужидком состоянии с множеством включений посредством скребкового транспортёра (рисунок 4.3).

Рабочий процесс осуществляется следующим образом:

- устройство (рисунок 4.2) заборной частью кожуха опускается в колодец – накопитель (рисунок 4.4);
- к устройству подводится транспортное средство;
- включается привод спирального винта во вращательное движение;
- первоначально начинается выгрузка более жидкой фазы птичьего помёта (рисунок 4.5), далее начинается подача помёта более крупной фракции (с включениями).

Техническая характеристика устройства:

1. Высота (длина), м.....– 6
2. Диаметр кожуха, мм.....– 100
3. Диаметр спирального винта, мм.....– 90
4. Шаг спирального винта, мм.....– 80
5. Диаметр проволоки спирального винта, мм– 8
6. Частота вращения спирального винта, мин⁻¹.....– 1500
7. Мощность привода, кВт.....– 2,2
8. Масса спирального винта, кг.....– 10
9. Масса двигателя и рамы, кг.....– 60
10. Кожух – тонкостенный жёсткий полиэтилен.



Рисунок 4.2 – Общий вид устройства для перемещения полужидкого и жидкого птичьего помёта

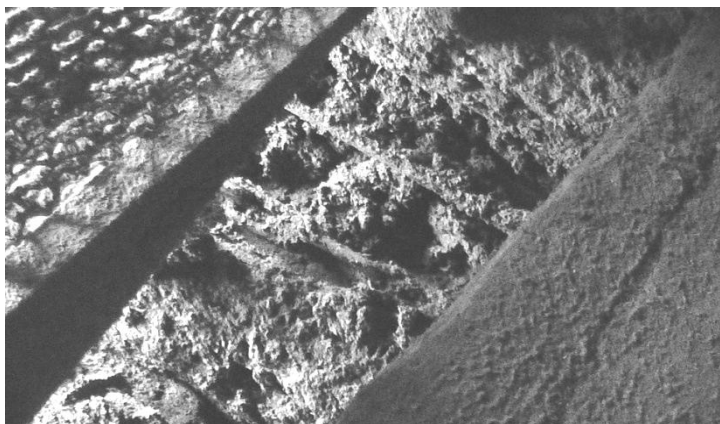


Рисунок 4.3 – Птичий помёт, поступающий в колодцы – накопители от скребкового транспортёра



Рисунок 4.4 – Момент монтажа устройства в пометной яме птицефабрики



Рисунок 4.5 – Процесс выгрузки полужидкого помёта в транспортное средство



Рисунок 4.6 – Процесс выгрузки помёта, смешанного с органическими включениями (перья, отходы откорма, скорлупа)

Для проведения исследований по третьему варианту для птичьего помёта с подстилкой древесными опилками был изготовлено устройство с увеличенным диаметром полиэтиленового кожуха, общий вид которого приведен на рисунке 4.7.

Исследования по перемещению смеси помёта с опилками в полусухом состоянии при однократном пропуске материала показали устойчивую работоспособность устройства (рисунок 4.8).

Однако после трехкратного пропуска одного и того же материала происходит измельчение и смесь нагревается, что ведет к слипанию смеси. Влажность подобной смеси составила 40% (рисунок 4.9). Плотность

птичьего помёта сухого подстилочного с опилками равнялась $\rho = 530 \text{ кг/м}^3$.

Техническая характеристика устройства:

1. Длина, м.....– 3,1
2. Диаметр кожуха, мм.....– 130
3. Диаметр спирального винта, мм.....– 96
4. Шаг спирального винта, мм.....– 90
5. Диаметр проволоки, мм.....– 8
6. Частота вращения спирального
винта, мин^{-1} – 700
7. Мощность привода, кВт.....– 0,4
8. Подача (производительность), $\text{м}^3/\text{ч}$– 3

Установлено, что чрезмерное увеличение зазора между наружным диаметром спирального винта d_n и внутренним диаметром кожуха D_k , составляющим

$$\Delta = \frac{D_k - d_n}{2} = \frac{130 - 96}{2} = 17, \text{ мм,}$$

ведёт к зависанию и слипанию помёта, а также повышению температуры смеси.



Рисунок 4.7 – Общий вид производственной установки для перемещения смеси помёта с древесными опилками



Рисунок 4.8 – Общий вид полусухого помёта с подстилкой в смеси с древесными опилками

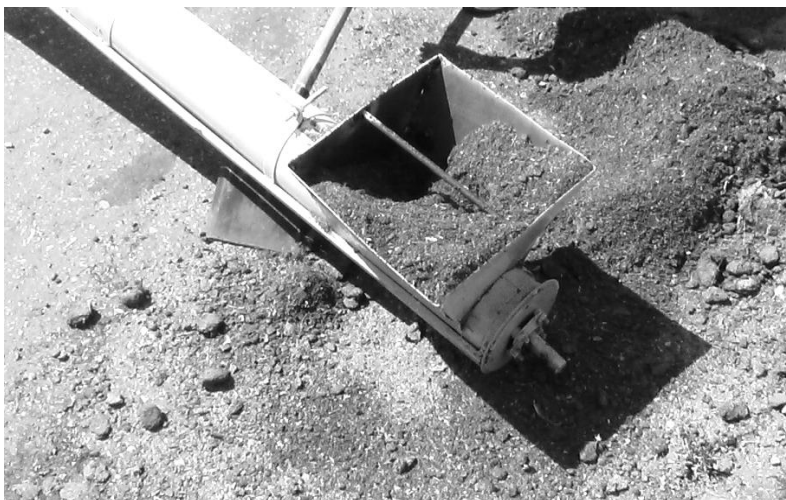


Рисунок 4.9 – Помёт с древесными опилками после двукратного пропуска (влажность 40%)

4.2 Эффективность исследований

Основными показателями экономической оценки использования результатов научно-исследовательских работ, новой техники, изобретений, согласно методики определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов исследований, служат прирост производства продукции, улучшение ее качества и получаемый в хозяйствах годовой экономический эффект.

Годовой экономический эффект представляет собой суммарную экономию всех производственных ресурсов

(живого труда, материалов, капитальных вложений), которую получает народное хозяйство в результате использования завершенных научно-исследовательских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений, и которая, в конечном счете, выражается в увеличении национального дохода. Кроме годового экономического эффекта, рассчитывают также прирост валовой продукции, повышение урожая, срок окупаемости дополнительных капиталовложений, рентабельность производства продукции, повышение производительности труда, высвобождение работников и другие показатели.

Исходя из общей методики, годовой экономической эффект определяется по экономии приведенных затрат и рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{E} = (C_{\bar{o}} + E_n \cdot K_{\bar{o}}) - (C_n + E_n \cdot K_n) A_n, \quad (4.1)$$

где \mathcal{E} – годовой экономический эффект, руб.;

$C_{\bar{o}}, C_n$ – себестоимость единицы продукции (работы) по базовому и новому вариантам, руб.; $K_{\bar{o}}, K_n$ – удельные (в расчете на единицу продукции) капитальные вложения в базовом и новом варианте, руб.; $E = 0,2$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений (равный 0,2 для Министерства сельского хозяйства РФ); A_n – объём применения результатов научных исследований и новой техники в расчетном году в натуральных единицах.

Основным составляющим оценки новой техники является сравнение с аналогами, общая сравнительная

характеристика с существующими насосами фекального исполнения приведена в главе 1.

Стоимость изготовления и покупки изделий для устройства, приведённого на рисунке 2.1 (обоснование рекомендуемого технического средства, глава 2), включает следующие составляющие:

I. Стоимость комплектующих деталей;

II. Стоимость изготовления устройства.

I. Перечень комплектующих деталей:

1. Электродвигатель мощностью 2,2 кВт, руб...– 3000
2. Проволока стальная
пружинная (Сталь 65 Г), руб./кг.....– 25
3. Кожух полиэтиленовый, руб./м.....– 120
4. Металлический уголок, руб./кг.....– 20
5. Подшипник качения (радиальный), руб.....– 105
6. Шкив, руб.....– 140
7. Ремень клиноременный, руб.....– 40
8. Болты, гайки, шайбы, руб.....– 100
9. Электрокабель, руб.....– 30
10. Пускатель, руб.....– 140

Вариант параметров устройства:

1. Длина, м.....– 6
2. Диаметр кожуха, мм.....– 100
3. Диаметр спирального винта, мм.....– 92
4. Шаг спирального винта, мм.....– 80
5. Длина электрического кабеля, м.....– 10

Для изготовления устройства необходимо:

1. Проволока пружинная:

$$l = \pi \cdot d_n \cdot i, \text{ м}, \quad (4.2)$$

где $d_n = 92$ мм – диаметр спирального винта, м; $i = L / S = 6 / 0,08 = 75$ – число витков спирального винта; L – длина спирального винта, м; S – шаг спирального винта, м.

Тогда длина проволоки составит:

$$l = 3,14 \times 0,092 \times 75 = 21,6 \text{ м},$$

или с учётом петель для растяжки спирального винта $l = 23$ м, при этом длина готовой для растяжки спирального винта, навитой шагом, равным диаметру проволоки $\delta = 0,08$ м, составит:

$$l_n = i \cdot \delta = 75 \cdot 0,08 = 0,6 \text{ м}.$$

Согласно сортамента сталей, масса 1 м проволоки составляет 0,4 кг, тогда масса спирального винта составит $23 \times 0,4 = 9,2$ кг, или цена составит $9,2 \times 25 = 230$ руб.

1. Кожух полиэтиленовый 6 м по 120 р....уб.– 720 руб.
2. Металлический уголок 20 м по 20 руб.....– 400 руб.
3. Подшипники 2 шт.....– 210 руб.
5. Шкивы 2 шт.....– 280 руб.
6. Ремень.....– 40 руб.
7. Болты, гайки, шайбы.....– 100 руб.
8. Электродвигатель.....– 3000 руб.

9. Электрокабель.....– 300 руб.
10. Пускатель.....– 140 руб.

Таким образом, стоимость комплектующих деталей составляет 5330 руб. в ценах 2012 года.

II. Стоимость изготовления устройства.

Расход на изготовление на промышленных предприятиях и механических мастерских агропромышленных предприятий составляет в среднем 2,5 кратную стоимость комплектующих деталей и равняется 13300 руб.

Таким образом, себестоимость предлагаемого устройства для перемещения птичьего помёта с приводным устройством (электродвигателем) будет составлять 18000 руб. в ценах 2012 года.

Более близким аналогом для случая перекачки жидкого и полужидкого птичьего помёта является существующий насос шнековый НШ-50-1, состоящий из трубчатого корпуса, шнека и электродвигателя. Частота вращения шнека 960 мин^{-1} , подача $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, величина углубления 3,3 м, мощность двигателя 10 кВт, масса 620 кг. Сравнительные данные насоса – аналога НШ-50-1 и рекомендуемого устройства НТ-10 производительностью $10 \text{ м}^3/\text{ч}$ приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчёта технико-экономических показателей

№ п/п	Показатели	Базовый вариант	Проектируемый вариант
1.	Масса конструкции, кг	620	100
2.	Балансовая стоимость, руб.	70000	18000
3.	Потребляемая (установленная) мощность, кВт	10	2,2
4.	Количество обслуживающего персонала, чел	1	1
5.	Разряд работы	3	3
6.	Норма амортизации, %	20	20
7.	Норма затрат на ремонт и ТО, %	13	13

Согласно общепринятых методик расчёта [65, 95, 99, 125], учитывались следующие показатели: часовая производительность, энергоёмкость и фондоёмкость процесса, себестоимость работы по прямым эксплуатационным затратам, уровень приведённых затрат, годовой экономический эффект, срок окупаемости и коэффициент эффективности капитальных вложений.

Часовая подача (производительность) устройства, по экспериментальным данным, составляет в среднем $10 \text{ м}^3/\text{ч}$, при условии плотности $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, подача составляет 10000 кг/ч .

Энергоёмкость процесса:

$$\mathcal{E}_e = \frac{H_e}{W}, \quad (\text{кВт}\cdot\text{ч/кг}), \quad (4.3)$$

где H_e – потребляемая конструкцией мощность, кВт; W – подача (производительность), м³/ч.

Материалоёмкость процесса (кг/м³):

$$M_e = \frac{G}{W_r T_{\text{год}} T_{\text{сл}}}, \quad (\text{кг/м}^3), \quad (4.4.)$$

где $T_{\text{год}}$, $T_{\text{сл}}$ – годовая загрузка и срок службы машины ($T_{\text{сл}} = 5$ лет).

Годовая экономия:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (S_0 - S_1) W_{r1} T_{\text{год1}}, \quad (4.5)$$

где S_0 , S_1 – соответственно, себестоимость работы, выполняемой с помощью базовой и проектируемой конструкции.

Годовой экономический эффект:

$$E_{\text{год}} = (C_{\text{прив0}} - C_{\text{прив1}}) W_{r1} T_{\text{год1}}, \quad (4.6.)$$

где $C_{\text{прив0}}$ – приведённые затраты на работу базовой машины; $C_{\text{прив1}}$ – то же самое на работу проектируемой машины.

Определенные по формулам (4.1)...(4.4) технико-экономические показатели сравниваемых конструкций представлены в таблице 4.2. Из результатов расчётов видно, что внедрение устройства с гибким спирально-винтовым рабочим органом позволяет снизить материалоёмкость процесса перекачки помёта в 1,24 раза, капитальные затраты в 3,88 раза и получить годовой экономический эффект 10400 рублей на одну машину (в ценах 2012 года).

Таблица 4.2 – Технико-экономические показатели эффективности внедрения устройства для перемещения птичьего помёта

Показатели	Вариант		Эффективн ость
	Базовый НШ-50-1	Проектиру емый НТ-10	
Капитальные затраты, руб.	70000	18000	+ 3,88 раза
Материалоёмкость, кг/м ³	12,40	10,00	+ 1,24 раза
Энергоёмкость (кВт/м ³), с учётом глубины, м	0,20 0,077	0,22 0,037	- 0,11 раза + 2,08 раза
Глубина подъёма жидкости, м	3,0	6,0	+ 2,0 раза
Обслуживающий персонал, чел	1 5	1 5	– –
Срок службы, лет			
Годовой экономический эффект, руб./год	–	–	10400

4.3 Выводы

1. В процессе исследований устройства для перемещения птичьего помёта в производственных условиях установлено, что подобные устройства позволяют:

– перемещать жидкий и полужидкий птичий помёт, на расстояние более 25 м по наклонным трассам, позволяют дозировать подачу согласно технологических требований, в частности, при приготовлении биогаза и биогумуса (рисунок 4.1, 4.2 и 4.3);

– осуществлять перемещение полужидкого и жидкого помёта с посторонними органическими

включениями из сборных колодцев птицеферм и птицефабрик с подачей (производительностью) одним рабочим органом диаметром кожуха 100 мм до 10 м³/ч (рисунки 4.4...4.8);

– производить загрузку смеси помёта с подстилкой древесными опилками транспортными средствами с разовой подачей (рисунки 4.7; 4.8 и 4.9).

2. Установлено, что использование в производстве устройства для перемещения птичьего помёта обеспечивает, по сравнению с аналогом НШ-50-1, уменьшение материалоемкости до 25 %, снижение энергоёмкости в 2 раза, а капитальных затрат более чем в 3 раза.

3. При сроке службы подобных устройств в 5 лет обеспечивается получение годового экономического эффекта в размере 10400 рублей на одну машину (в ценах на 1.09.2012 г.).

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. На основании анализа технических средств механизации уборки птичьего помета и навозной жижи, разработано малозатратное по энергии устройство, с гибким спирально-винтовым рабочим органом. (Патент РФ на полезную модель № 66790).

При перемещении жидкого и полужидкого помёта, а также смеси помета с подстилкой из древесных опилок устройство обеспечивает подачу (производительность) в диапазоне $1 \dots 10 \text{ м}^3/\text{ч}$, высоту вертикального подъема до 6 м, длину наклонной трассы в 25 м.

2. По результатам теоретических исследований определено влияние частоты вращения спирального винта и его конструктивных параметров, физико-механических свойств птичьего помета на величину подачу (производительности) и удельной энергоёмкости разработанного устройства. Получено уравнение для определения подачи (производительности) устройства в зависимости от конструктивно-режимных параметров с учетом физико-механических свойств птичьего помета. Выявлены факторы и выведено уравнение, позволяющее определить влияние формы и размеров заборного окна на подачу (производительность) предлагаемого устройства.

3 Экспериментальными исследованиями подтверждены теоретические положения по количественной оценке степени влияния заборной части на наполняемость

кожуха устройства. Установлено, что формы и виды заборной части значительно (до $\pm 5\%$) влияют на подачу (производительность) и удельные энергозатраты устройства. Выявлено влияние физико-механических свойств птичьего помета на подачу (производительность) и энергозатраты. Увеличение вязкости исследуемого материала от $\nu = 4,48$ мм²/с до $\nu = 28,9$ мм²/с ведет к увеличению как подачи (производительности), так и удельных энергозатрат до 10 %.

Установлено, что коэффициент осевого отставания исследуемого материала (помета) от осевой скорости винтовой поверхности рабочего органа при вертикальном заполнении кожуха устройства для перемещения птичьего помёта равняется $K_g = 0,3 \dots 0,4$, при наклонных трассах ($\gamma = 10 \dots 20^\circ$) коэффициент $K'_g = 0,6 \dots 0,7$.

Наименьшие удельные энергозатраты обеспечиваются при частоте вращения рабочего органа $n = 1500 \dots 3500$ мин⁻¹.

4. В процессе исследований устройства для перемещения птичьего помёта в производственных условиях установлено, что использование в производстве обеспечивает, по сравнению с аналогом НШ-50-1, уменьшение материалоемкости до 25 %, снижение энергоёмкости в 2 раза, а капитальных затрат более чем в 3 раза. При сроке службы подобных устройств в 5 лет обеспечивается получение годового экономического эффекта в размере 10400 рублей на одну машину (в ценах на 1.09.2012 г.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ на полезную модель № 66790 Устройство для перекачивания высоковязких жидкостей / Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Аксёнова Н.Н. Заявл. 22.03.07. Опубл 27.09.07 г. Бюл. № 27.

2. Аксенова, Н.Н. О влиянии вязкости на показатели работы пружинного насоса / Н.Н. Аксенова, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев // Перспективы совершенствования инженерной службы. – Ульяновск: УГСХА, 2004. – С. 237-241.

3. Аксенова, Н.Н. Вопрос о создании давления при вертикальном перемещении жидкости / Н.Н. Аксенова // Сб. научн. тр. – Санкт-Петербург: СППГАУ, 2006. – С. 323-326.

4. Алтынбеков, Р.Е. Соотношение между параметрами вертикальных шнеков для получения наибольшей производительности / Р.Е. Алтынбеков, Н.Н. Васильев. // Прогрессивные конструкции конвейерных машин для грузов. – Л., 1967.

5. Артемьев, В.Г. Монтаж, наладка, эксплуатация и ремонт технологического оборудования предприятий по переработке сельскохозяйственной продукции: Учебное пособие / В.Г. Артемьев, Х.Х. Губейдуллин. – Ульяновск: Нисса-Волга, 2003. – 283 с.

6. Артемьев, В.Г. Пружинные фекальные насосы. Техника на основе ПТРО. – Ульяновск, 2002. – С. 16-18.

7. Артемьев, В.Г. Теория пружинных транспортеров сельскохозяйственного назначения: Учебное пособие. – Ульяновск: УГСХА, 1997. – 245 с.

8. Артемьев, В.Г. Пружинно-транспортирующие рабочие органы сельскохозяйственной техники (теория и практика): Учебное пособие / В.Г. Артемьев, А.А. Артюшин, Е.И. Резник. – Ульяновск, 2005. – 554 с.

9. Артемьев, В.Г. Напор создаваемый вращающейся пружиной / В.Г. Артемьев, Р.М. Гайсин // СХТ на основе ПТРО. – Ульяновск: УГСХА, 2002. – С. 24-25.

10. Артемьев, В.Г. Перемещение неньютоновских жидкостей пружинными транспортерами / В.Г. Артемьев, Х.Х. Губейдуллин, Р.М. Гайсин // Оптимизация сложных биотехнологических систем. – Оренбург, 2003. – С. 23-27.

11. Артемьев, В.Г. Устройство для вертикального перемещения вязких неоднородных жидкостей / В.Г. Артемьев, В.Н. Игонин // Ускорение НТП в агропромышленном комплексе: Сб. тезисов конференции. – Ульяновск, 1986. - 1 с.

12. Артемьев, В.Г. Пружинный насос для вязких жидкостей. – Инф. листок / В.Г. Артемьев, В.Н. Игонин, Н.П. Филимонов // Ульяновский ЦНТИ, № 23-95. 1995. 3 с.

13. Артемьев, В.Г. Насосно-транспортирующие устройства для жидкого навоза: Пособие для студентов инженерных специальностей / В.Г. Артемьев, В.Н. Игонин, Ф.Г. Шагунов, Р.М. Гайсин. – Ульяновск. УГСХА. 2002. – 55 с.

14. Артемьев, В.Г. Давление, создаваемое вращением проволочного винта транспортера в трубе / В.Г Артемьев, Ю.М. Исаев, Х.Х. Губейдуллин // Оптимизация сложных биотехнологических систем. – Оренбург, 2003. – С. 70-72.

15. Артемьев, В.Г. Транспортировка жидкостей проволочным винтом/. В.Г Артемьев, Ю.М.Исаев, Х.Х. Губейдуллин // В кн.: Математические методы в технике и технологиях. Сб. тр. Том 5. МНК. – Ростов-на-Дону, 2003. – С. 154-155.

16. Артемьев, В.Г. О производительности пружинных насосов / В.Г. Артемьев, Ю.М Исаев // В кн.: СХТ на основе ПТРО. – Ульяновск, 2002. – С. 26-51.

17. Артемьев, В.Г. Устройство для обеспечения безопасности труда при уборке птичьего помета. – Инф. листок / В.Г Артемьев, В.Ф.Савушкин // Орловский ЦНТИ, № 135 -76. – 1976. – 3 с.

18. Артемьев, В.Г. Анализ технологии и технических средств перекачки фекалий / В.Г. Артемьев, Ф.Г. Шагунов, Р.М. Гайсин // Энергосбережение в Поволжье. № 3. 2001. – С. 69-71.

19. Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., ИсаевЮ.М. Спирально-винтовые рабочие органы сельскохозяйственной техники (атлас разработок научной школы «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах», рекомендуемых в производство).– Ульяновск, ФГБОУ ВПО «УГСХА»,

2012. – 87 с.

20. Баутин, В.М. Механизация и электрификация сельскохозяйственного производства / Баутин В.М., Бердышев В.Е. – М.: Колос, 2000. – 383 с.

21. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

22. Беднаж, С.К. К вопросу теории вертикальных винтовых конвейеров. Транспорт шахт и карьеров в социалистических странах / С.К Беднаж. А.И Чубак. – М.: 1963. – С. 47-56.

23. Берглунд, С. Транспортировка жидкого навоза (перевод со шведского) / С. Берглунд, Г. Аниансон, И. Экембу. – М.: Колос, 1968.

24. Борисов, А.М. Исследования вертикальных шнековых транспортёров // Тракторы и сельхозмашины.– 1972. – № 9. – с. 25-28.

25. Бороденко, Г.И. Исследование заборной части спирально-винтового транспортера / Г.И. Бороденко., С.П. Савельева // Тр. УСХИ. Вопросы механизации трудоемких процессов в животноводстве. – Ульяновск, 1982. – С. 39-41.

26. Васильев, В.А., Применение бесподстилочного навоза для удобрения / В.А. Васильев, М.М. Швецов. – М.: Колос, 1983. – 174 с.

27. Волков, Ю.И. Исследование влияния заборной способности винта в загрузочной части на производительность и энергоёмкость шнека при

транспортировании сыпучих сельскохозяйственных материалов: Автореф. дис... канд. техн. наук. 05.20.01. – Саратов, 1972. – 30 с.

28. Воронина, М.В. Повышение эффективности разгрузки контейнер – бункеров и зерноскладов путём обоснования параметров пружинно-винтовых выпускных устройств: Дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – Саратов, 2001. – 183 с.

29. Воронина М.В. Средства механизации погрузки-разгрузки, хранения, обработки, перевозки зерна и семян на базе вращающихся пружин / Под редакцией проф. В.Г.Артемяева// - Ульяновск: Издательский центр «ПРЕССА», 2007. – 496 с.

30. Герман, Х. Шнековые машины в технологии (ФРГ). / Пер. с нем. под ред. Л. М. Фридмана. – Л.: Химия, – 1975. – 232 с.

31. Грачева, Л.И. Механизация работ на животноводческих фермах и комплексах. – К.: Урожай, 1987. – 280 с.

32. Григорьев, А.М. О наклонном шнеке // Тр. КХТИ им. С. М. Кирова. – Вып. 22. – Казань, 1957. – С. 35-38.

33. Григорьев, А.М. Элементы теории винтовых конвейеров. – Казань, 1956. – 72 с.

34. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры. – М.: Машиностроение. – 1972. – 184 с.

35. Гришан, А. Энергосберегающие технология

переработки помета // Птицеводство. – 2002. № 3. – с. 40-41.

36. Губейдуллин, Х.Х. Практическое применение пружинного транспортера для перемещения жидкого корма / Х.Х Губейдуллин, Н.Н Аксенова // Сб. научн. трудов. – Санкт-Петербург, 2006. – С. 326-332.

37. Губейдуллин, Х.Х. Установка для удаления птичьего помёта / Х.Х. Губейдуллин, Ю.М. Исаев, Н.Н. Аксенова // Сб. научн. трудов. – Димитровград, 2007. – С.3-4.

38. Губейдуллин, Х.Х. Зависимость показателей работы пружинного насоса от физико-механических свойств молочных продуктов / Х.Х Губейдуллин, В.Г. Артемьев, Н.Н.Аксенова. – Санкт-Петербург, 2004. – С. 396-390.

39. Гукасов, Н.А. Справочное пособие по гидравлике и гидродинамике при бурении. – М.: Недра, 1982. – 302 с.

40. Гутьяр, Е.Л. Элементарная теория вертикального винтового транспортера // Тр. МИМЭСХ им. В. М. Молотова. – М.: Машгиз, Т. 2. – 1956. – С. 8-12.

41. Дорфман, Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с.

42. Евстифеев, В.Н. Трубопроводный транспорт пластичных и сыпучих материалов в строительстве. – М.: Стройиздат, 1989. – 248 с.

43. Емцев, Б.Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение. 1987. – 440 с.: ил.
44. Животовский, Л.С. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы / Л.С. Животовский, Л.А. Смойловская. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
45. Ильюшин, А.А. Механика сплошной среды. – М.: Изд-во МГУ, 1971. – 248 с.
46. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
47. Исаев, Ю.М. Длинномерные спирально-винтовые транспортирующие устройства. – Ульяновск, 2006. – 433 с.
48. Исаев, Ю.М. Элементы теории спирально-винтовых пружинных транспортеров: Монография. – Ульяновск, 2006. – 108 с.
49. Исаев, Ю.М. Влияние длины загрузочного окна на параметры пружинного транспортера / Ю.М.Исаев, Х.Х. Губейдуллин, Н.Н. Аксенова // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2006. – № 11. – С. 9-10.
50. Исаев, Ю.М. Зависимость длины загрузочного окна от частоты вращения пружины / Ю.М.Исаев, Х.Х. Губейдуллин, Н.Н.Аксенова// Фундаментальные исследования: Научно-теоретический журнал. – 2006. № 12. – Москва: «Академия естествознания», - С.88-90.
51. Исмару Юсуке Идзеки Ноки Кабусики Кайся.

Устройство для транспортирования сыпучих и жидких материалов. – Японский патент, № 21306, 1967.

52. Каптур, З.Ф. Исследование и разработка средств механизации транспортирования и дозирования концентрированных кормов: Автореферат диссертации к.т.н. – Минск, 1969.

53. Капустин, В.П. Анализ системы уборки бесподстилочного навоза // Техника в сельском хозяйстве. – 2002. – № 4. – С. 17-20.

54. Катанов, Б.А. Определение закономерности движения одиночной частицы по шнеку / Б.А.Катанов, В.И.Кузнецов. // Горный журнал. – 1972. – №2.

55. Кирин, С. Экономическая эффективность перспективного оборудования птицеводческих предприятий // Птицеводство. – 1990. – № 5. – С. 9-11.

56. Коба, В.Г. Механизация и технология производства продукции животноводства: Учеб. пособие. / В.Г. Коба, Н.В. Брагинец. – М.: Колос, 2000. – 375 с.

57. Ковалевский, Б.Г. Эксплуатационная надёжность спирально-винтовых транспортёров // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1982. – № 3. – С. 10-11.

58. Конвейер с винтовыми спиралями. Патент Франции. Заявка № 2081188. Изобретения за рубежом. – № 1, 1972.

59. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров // Г. Корн, Т.Корн. – М.: Наука,

1978.

60. Кравченко, Г.И. Гидравлические машины. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 320 с.

61. Крупенин, А.В. Определение вязко-пластичных свойств жидких кормов и навоза при малых скоростях течения по трубам // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1979. – № 9. – С. 53-56.

62. Кудзиев, Э.П. Повышение производительности высокоскоростных винтовых транспортёров // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. – № 12.

63. Кузнецов, В.И. Коэффициент полезного действия винтового конвейера // Вестник машиностроения. – 1975. – №5. – С. 36-38.

64. Кузнецов, В.И. Расчет производительности винтовых конвейеров с произвольным углом наклона // Вестник машиностроения. – 1983. – №8. – С. 65-66.

65. Куколевский, И.И., Сборник задач по машиностроительной гидравлике. / И.И.Куколевский, Л.Г. Подвидза. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.

66. Курманаевский, В.В. Аналитический метод расчёта мощности, потребляемой односпиральными винтовыми конвейерами / В.В. Курманаевский, В.П. Желтов // Машины и аппараты химической технологии. Вып. 3, КХТИ, 1975.

67. Куцын, Л.М. Определение осевой скорости винтового транспортера / Л.М. Куцын, А.А. Омельченко // Тракторы и сельхозмашины. – 1971. – № 3. – С. 6-9.
68. Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Воронина М.В. Расчет, изготовление и использование пружин различного назначения. – Ульяновск: ГСХА. – 221 с.
69. Лавров, В.Н. Некоторые физико-механические свойства жидкого навоза / Труды СИМЭСХ, вып. 44, часть 2. – Саратов, 1968. – С. 82-85.
70. Ленкова, А.Н. Расчет производительности спирально-пружинных транспортеров // Тр. Ульяновского СХИ. – Ульяновск, 1975. – С. 32-34.
71. Ленкова, А.Н. Производительность спирального транспортёра. – М.: Труды ВИМ, т. 84. 1979.
72. Лодж, А. Эластичные жидкости. – М.: Наука, 1969. – 463 с.
73. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. – 904 с.
74. Лукьянов, В. Состояние технической базы птицеводства // Птицеводство. – 2002. – № 1. – С. 38-40.
75. Лукьянов, В. Птицеводческое оборудование из Венгрии // Птицеводство. – 1991. – № 5. – С. 28-32.
76. Лурье, А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1961. – 824 с.
77. Магомедов, Ф.М. Переработка жидкого навоза //

Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – № 1. – С. 23-24.

78. Малофеев, В.И. Технология термической переработки помёта. – М.: Колос, 1984. – 117 с.

79. Малофеев, В.И. Физические константы птичьего помёта / В.И. Малофеев, В.П. Лысенко // Механизация и электрификация хозяйства. – 1974. – № 11.

80. Марченко, Н.М. Основные вопросы теории расчета движения жидкого навоза/ Н.М. Марченко, Г.И. Личман – М.: Колос, 1971.

81. Мачихин, Ю.А. Реометрия пищевого сырья и продуктов. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1990. 271 с.

82. Мельников, С.В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов. –Л.: Агропромиздат, 1985. – 364 с.

83. Мельников, С.В. Гидравлический транспорт в животноводстве: Учебное пособие / С.В.Мельников, В.В. Калюга, Ю.К. Сафонов. – М.: Россельхозиздат, 1976. –190 с.

84. Мерзлая, Г.Е. Агроэкономические прогнозы использования птичьего помета. // Агрехимический вестник. – 2002. – № 6. – С. 23-24.

85. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно исследовательских и опытно конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: Колос, 1980. –

110 с.

86. Механизация свиноводческих ферм и комплексов / В.Н. Письменов, Л.А. Щвейцаров, Г.К. Скоркин. – М.: Россельхозиздат, 1978. – 220 с.

87. Михайлов, С.Н. Течение вязкой жидкости в односпиральном гибком шнеке / С.Н. Михайлов, К.Д. Вачагин, А.А. Труфанов // Тр. КХТИ: Казань, 1969. – Вып. 2. – С. 46-48.

88. Михайлов, С.Н., Влияние угла наклона заборного участка гибкого шнека на его производительность / С.Н. Михайлов, П.А. Преображенский // Труды Казанского химико-технологического института. – Казань, 1968. – Вып. 37. – С. 56-58.

89. Михайлов, С.Н. Исследование производительности односпирального гибкого шнека с применением теории подобия / С.Н. Михайлов, П.А. Преображенский, А.А. Труфанов // Труды КХТИ. – Казань, 1969. – Вып. 34. – Ч. 2. С. 48-51.

90. Морин, Н.В. О производительности шнека. – М.: Сельскохозяйственные машины. – № 11, 1955.

91. Морозов, Н.М. Экономическая эффективность комплексной механизации животноводства. – М.: Россельхозиздат, 1986. – 224 с.

92. Нежин, Е.С. К теории двойного вертикального шнека. – Свердловский СХИ. Труды. – Т. 18, 1969.

93. Органические удобрения. / П.Д. Попов, В.И.

Хохлов, А.А. Егоров. – М.: Агропромиздат, 1988. – 210 с.

94. Письменов, В.Н. Получение и использование бесподстилочного навоза. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 250 с.

95. Письменов, В.Н. Уборка, транспортировка и использование навоза. – М.: Россельхозиздат, 1973. – 190 с

96. Повх, И.Л. Техническая гидромеханика. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с.

97. Преображенский, П.А. Транспортирование порошкообразных и мелкозернистых материалов гибким шнеком: Автореферат диссертации к.т.н. – Казань, 1964.

98. Путинцева, И.Н. Влияние сердечника на перемешиваемость сыпучих материалов в гибком винтовом конвейере // Геология и разведка.– 1979. – № 1. – С.15-20.

99. Резник, Е.И. Исследование процесса перемещения сыпучих кормов спирально-винтовыми транспортёрами: Автореферат дис... канд. техн. наук: 05.20.01. - Москва, 1970.- 178 с.

100.Рошак, Н. Внедрение ресурсосберегающих технологий // Птицеводство. – 2001. – № 1. – С. 23-24.

101.Рудаков, А.И. Разработка технологии и технических средств технологического воздействия на влажные смеси в сельскохозяйственном производстве: Дис...докт. техн. наук: 05.20.01. – Казань, 2004. – 383 с.

102.Рычагов, В.В. Насосы и насосные станции / В.В.

Рычагов, М.М. Флоринский. – М.: Колос, 1975. – 416 с.

103. Сергеев, В.Д. Методика расчёта спирального кормораздатчика с открытыми телескопическими дозаторами // Труды Алтайского СХИ. – вып. 46, Барнаул, 1982.

104. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1968. – 504 с.

105. ССБТ ГОСТ 12.2.022-76. Конвейеры. Общие требования безопасности. – М.: Стандарты, – 1976.

106. Третьяков, В.И. Энергоёмкость рабочего процесса спирально – винтовых транспортёров – кормораздатчиков / Труды Пермского СХИ, 1983.

107. Федяевский, К.К. Гидромеханика / К.К. Федяевский, Я.И. Войткунский, Ю.И.Фадеев. – Л.: Судостроение, 1968. – 508 с.

108. Филатов, Б.С. Течение суспензии глины в трубах // Коллоидный журнал. – 1054. – Т. 14. № 1. – С. 65-71.

109. Фисинин, В. Ресурсосберегающие технологии в птицеводстве // Животноводство России. – 2004. – № 10. – С. 4-7.

110. Шпитбаум, И.М. Определение режимов работы слабонаклонного винтового конвейера // Вестник машиностроения. – 1970. – № 4. – С. 43-44.

111. Шпилько, А.В. Экономическая эффективность механизации сельскохозяйственного производства /

Н.М.Морозов, , В.И. Драгайцев. – М.: 2001. – 346 с.

112. Юхин, А.П. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. – М.: Высшая школа, 1965. – 427 с.

113. Гибкий шнековый зернопогрузчик. Increased range offered by Lundel. Agric. Mach. J., 1960, № 14.

114. Линия раздачи кормов птице. Sumner Betoh, Adams Aaron W., Jr. Animal feeder construction. Патент США, Кл. 119 – 52. AF. (A01K5/02), № 3885526. Опубл. 27.05.75.

115. Andrews C.K. Performance of helical screw equipment for handling solids. – Paper ASME. 1968. № 38,7 p.

116. Dias B. Corkscrew auger keeps the rations flowing. Poultry world. 1970. – 121., 34 (Англия).

117. Dopravniky suchych krmiv. –Mechanizuce zemedelstvi. 1970. № 3., P. 115-118. (ЧССР).

118. Fallon T.A., O'Callghan. Performance of Vertical screw Conveyors "JAgric. Engng. Res " Vol. 6. №2, 1961.

119. Hajnowski T. Gietkie Przenosniki srubowe. "Bulletin informocyiny" – (Польша), 1968, №1.

120. Landwerk B.V. Veghel Holland. Spiralaco. 1985.

121. Miller W.F. Auger conveyuers for hendling free flowing materials. Agricultural Enginecring. (США), 1958, V. 39, № 9, 554 p.

122. Myers L.A. Design and functional aspects of a shaftless screw conveyer for corved runs for presentation of the 1963 winter meeting American Society of Agricultural Enyineers Paper № 63834.

123. Pirkelman H. Der Computer teilt die Tränke ZU-
Landwirtschaftliche Wochenblatt, 1981, 138, P. 24-25.

124. Portionsdosierung von Kälbertränke in die Futtereimer
einer kontinuierlich umlaufenden Futterkette. Agrartechnik 29Jq
Heft 8 August, 1977. - C. 365-367.

125. Roberts A.W., Arnold P.C. Transverse vibrations of
angular conveyors. - J. Agric. Engng. Res. - 1965. - № 3, 10. -
C. 241-247.

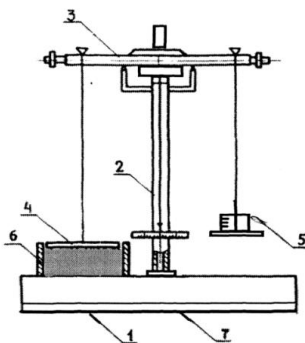
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А



Приложение Б

Схема липкостемера



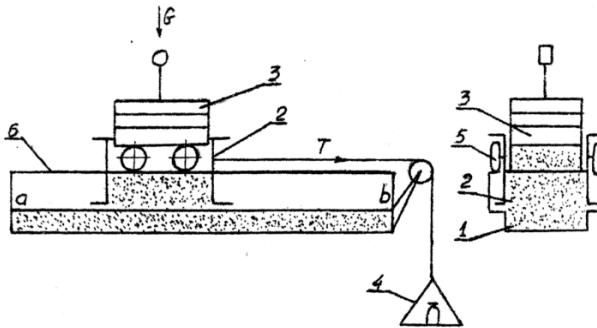
1 – плита; 2 – стойка; 3 – коромысло; 4 – стальной диск; 5 – мерная колба; 6 – кольцо; 7 – арретир

Результаты исследования липкости птичьего помета

опыт а	Влажность, 85%			Влажность, 65%		
	м, кг	F, Н	σ , кПа	м, кг	F,	σ ,
1	0,0356	0,349	0,62	0,0395	0,3	0,68
2	0,0356	0,349	0,62	0,0395	0,3	0,68
3	0,0351	0,344	0,61	0,0387	0,3	0,67
4	0,0353	0,349	0,61	0,04	0,3	0,69
5	0,0357	0,349	0,62	0,0383	0,3	0,66
Сре днее		0,348	0,62		0,379	0,68

Приложение В

Схема трибометра



1 – желоб; 2 – рамка; 3 – прижимные пластинки; 4 –
грузовая чашка; 5 – катки; 6 – направляющие

Результаты анализа птичьего помета

Образец № 1 (помет цыплят)

Влажность - 63,3 %,

Плотность:

– на сухую навеску - 0,37 г/см³,

– на влажную навеску - 0,67 г/см .

Образец № 2 (помет взрослых цыплят)

Влажность:

– в неразбавл. образце - 67,67 %,

– в разбавл. образце - 82,42 %.

Плотность:

– на сухую навеску - 0,48 г/см,

– на влажную навеску - 0,88 г/см³

Приложение Г

Зависимость коэффициента осевого отставания K_g от частоты вращения спирального винта n и вязкости материала $\nu = 3,74 \text{ мм}^2/\text{с}$ при различных видах заборного окна: $D_k = 27,5 \text{ мм}$, $\delta = 3 \text{ мм}$, $d_n = 25 \text{ мм}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$, $H = 2,8 \text{ м}$

$K_S = S/d_H = 25/25 = 1$; $\nu = 3,74 \text{ мм}^2/\text{с}$					
Вид «а»		Вид «б»		Вид «в»	
$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g
1400	0,128	1540	0,182	1400	0,087
1600	0,194	1640	0,229	1560	0,160
1650	0,221	1900	0,272	1980	0,246
1680	0,266	200	0,300	2260	0,304
1760	0,231	2200	0,305	2778	0,350
1870	0,257	2000	0,308	3470	0,354
1950	0,284	2400	0,349	3890	0,343
2150	0,293	2700	0,366	4425	0,345
2220	0,303	3300	0,368	4890	0,335
2550	0,337	3700	0,378	5125	0,328
3000	0,361	4200	0,345	5460	0,333
3420	0,343	4800	0,365	5882	0,315
3900	0,338	6400	0,328	6250	0,307
4700	0,364	–	–	9210	0,267
В среднем	0,280	–	0,315	–	0,290
В среднем при 2000...6000 мин ⁻¹	0,328		0,341		0,325

Приложение Д

Зависимость коэффициента осевого отставания жидкого материала K_g с вязкостью материала $\nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $H = 2,8 \text{ м}$, $\rho = 1300 \text{ кг/м}^3$ от частоты вращения спирального винта n и вида забора

$K_S = 1; \nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$				$K_S = 35/25 = 1,4; \nu = 28,89 \text{ мм}^2/\text{с}$			
Вид «а»		Вид «в»		Вид «а»		Вид «в»	
$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g	$n, \text{ мин}^{-1}$	K_g
830	0,173	1000	0,256	958	0,14	925	0,050
1000	0,269	1128	0,288	1400	0,44	1560	0,327
1390	0,402	1918	0,513	2420	0,63	2120	0,427
1783	0,477	2500	0,544	2800	0,60	2590	0,475
2610	0,585	3270	0,628	3620	0,49	2940	0,495
3735	0,580	4260	0,789	4450	0,72	3400	0,470
4430	0,540	5011	0,789	4968	0,68	4220	0,470
4980	0,610	5633	0,834	5568	0,61	4970	0,508
5600	0,600	6058	0,810	6030	0,53	5350	0,560
6100	0,550	—	—	—	—	6110	0,560
В среднем	0,478	—	0,605	—	0,54	—	0,49
В среднем $n \leq 2000 \dots 6000 \text{ мин}^{-1}$	0,578	—	0,700	—	0,61	—	0,50

Приложение Е

Зависимость площади поперечного сечения жидкого материала $F_{ж}$, диаметра $D_{ж}$ и радиуса жидкостного кольца $r_{ж}$ и толщины слоя жидкого материала Δ от частоты вращения n спирального винта при $D_k = 50$ мм, $d_n = 43$ мм, $\delta = 8$ мм, $H = 3,4$ м, $\rho = 1300$ кг/м³

$n, \text{мин}^{-1}$	$F_{ж} = \frac{W}{\vartheta_{ZM}}$, см ²	$D_{ж} = \sqrt{D_k^2 - \frac{4B_{ж}}{\pi}}$ см	$\Delta,$ см	$r_{ж}, \text{мм}$
1150	7,25	4,0	0,50	20
1350	11,7	3,2	0,90	16
1580	9,15	3,68	0,66	18,4
1630	9,65	3,48	0,76	17,4
1930	11,5	3,82	0,59	19,1
2080	11,0	3,35	0,82	16,7
2420	14,2	2,66	1,20	13,3
290	14,7	2,55	1,22	12,7
3000	17,2	1,85	1,55	9,2
4000	13,7	2,9	1,05	14,5

Примечание: внутренний радиус спирального винта $r_e = 16$ мм;

зазор между кожухом и наружным диаметром спирального винта 3 мм;

средний радиус спирального винта $r_c = 18$ мм.

Приложение Ж

$X1 :=$

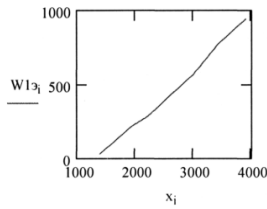
1400
1600
1650
1680
1760
1870
1950
2150
2220
2550
3000
3420
3900

$W1\text{э} :=$

32
99
114
126
154
191
220
267
285
408
569
771
944

$i := 0..12$

$x_i := X1_i$



$k := 2$

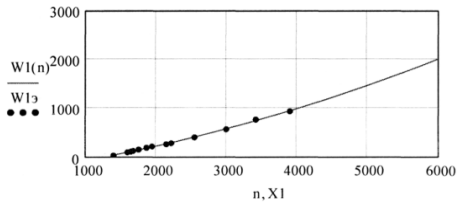
$s1 := \text{regress}(X1, W1\text{э}, k)$

$s1 =$

3
3
2
-304.435
0.203
3.049×10^{-5}

$W1(W) := \text{interp}(s1, X1, W1\text{э}, W)$

$n := 1400..6000$

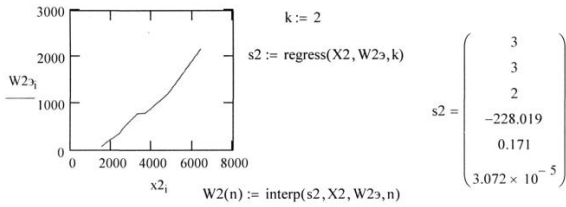


$W1(n) := 0.203 \cdot n + 3.049 \times 10^{-5} \cdot n^2 - 304.435$

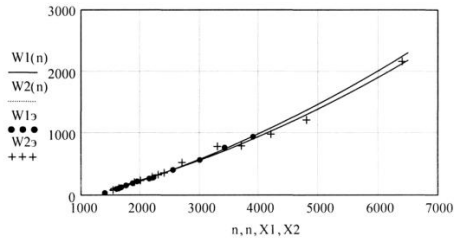
Продолжение приложения Ж

$X2 :=$	1540	$W2s :=$	79
	1640		115
	1900		205
	2000		234
	2200		292
	2300		327
	2400		360
	2700		526
	3300		788
	3700		797
	4200		986
	4800		1216
	6400		2165

$i := 0..12 \quad x2_i := X2_i$



$n := 1500..6500$

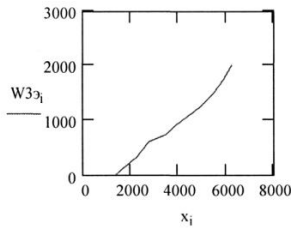


$$W2(n) := 0.171 \cdot n + 3.072 \times 10^{-5} \cdot n^2 - 228.019$$

Продолжение приложения Ж

$X3 :=$	1400 1560 1980 2260 2778 3470 3870 4425 4890 5125 5460 5882 6250	$W3э :=$	18 76 230 328 618 741 907 1085 1239 1336 1485 1730 2011
---------	--	----------	---

$i := 0..12 \quad x_i := X3_i$



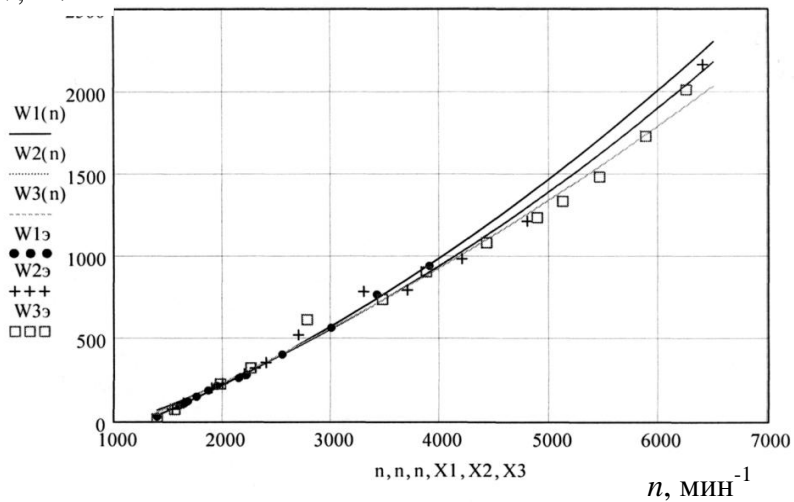
$k := 2$	$s3 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -297.324 \\ 0.227 \\ 2.028 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$
$s3 := \text{regress}(X3, W3э, k)$	
$W3(n) := \text{interp}(s3, X3, W3э, n)$	

$$W3(n) := 0.227 \cdot n + 2.028 \times 10^{-5} \cdot n^2 - 297.324$$

Окончание приложения Ж

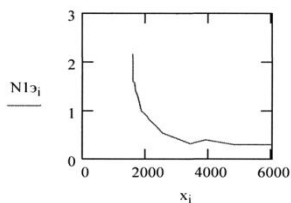
$n := 1400..6500$

W , кг/ч



Приложение 3

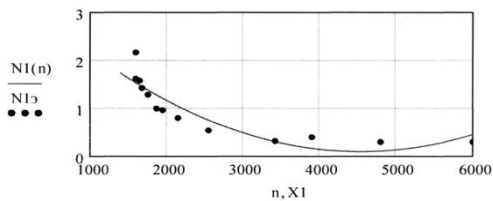
$X1 := \begin{pmatrix} 1600 \\ 1600 \\ 1650 \\ 1680 \\ 1760 \\ 1870 \\ 1950 \\ 2150 \\ 2550 \\ 3420 \\ 3900 \\ 4800 \\ 6000 \end{pmatrix}$
 $N1\vartheta := \begin{pmatrix} 2.16 \\ 1.61 \\ 1.57 \\ 1.42 \\ 1.28 \\ 0.99 \\ 0.96 \\ 0.8 \\ 0.54 \\ 0.32 \\ 0.4 \\ 0.3 \\ 0.3 \end{pmatrix}$
 $i := 0..12$
 $x_i := X1_i$



$k := 2$
 $s1 := \text{regress}(X1, N1\vartheta, k)$
 $s1 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 3.497 \\ -1.497 \times 10^{-3} \\ 1.648 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$

$N1(n) := \text{interp}(s1, X1, N1\vartheta, n)$

$n := 1400..6000$

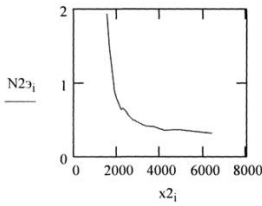


$$N1(n) := -1.497 \times 10^{-3} \cdot n + 1.648 \times 10^{-7} \cdot n^2 + 3.497$$

Продолжение приложения 3

$X2 :=$	1540	$N2_3 :=$	1.93
	1640		1.49
	1900		0.88
	2000		0.78
	2200		0.64
	2300		0.66
	2400		0.62
	2700		0.51
	3300		0.42
	3700		0.41
	4200		0.36
	4800		0.37
	6400		0.32

$i := 0..12 \quad x2_i := X2_i$



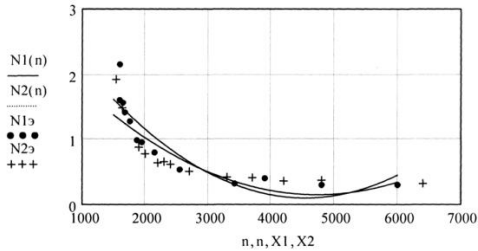
$k := 2$

$s2 := \text{regress}(X2, N2_3, k)$

$$s2 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 2.791 \\ -1.118 \times 10^{-3} \\ 1.183 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$$

$N2(n) := \text{interp}(s2, X2, N2_3, n)$

$n := 1500..6000$

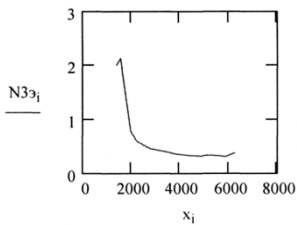


$$N2(n) := -1.118 \times 10^{-3} \cdot n + 1.183 \times 10^{-7} \cdot n^2 + 2.791$$

Продолжение приложения 3

$$X3 := \begin{pmatrix} 1400 \\ 1560 \\ 1980 \\ 2260 \\ 2778 \\ 3470 \\ 3870 \\ 4425 \\ 4890 \\ 5125 \\ 5460 \\ 5882 \\ 6250 \end{pmatrix} \quad N3э := \begin{pmatrix} 2 \\ 2.12 \\ 0.78 \\ 0.59 \\ 0.46 \\ 0.4 \\ 0.36 \\ 0.33 \\ 0.32 \\ 0.34 \\ 0.33 \\ 0.31 \\ 0.38 \end{pmatrix}$$

$$i := 0..12 \quad x_i := X3_i$$



$$k := 2$$

$$s3 := \text{regress}(X3, N3э, k)$$

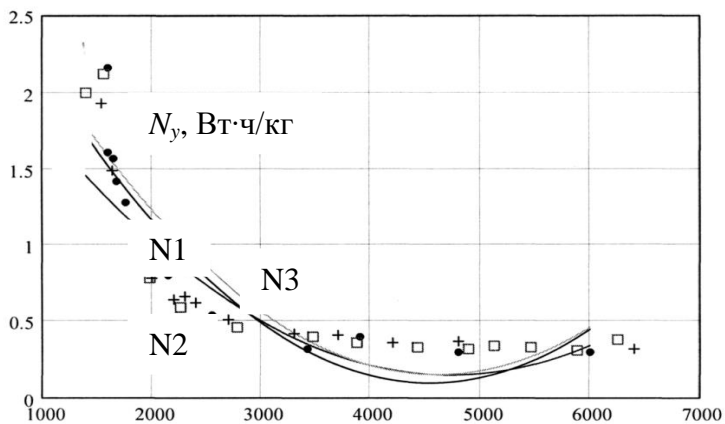
$$N3(n) := \text{interp}(s3, X3, N3э, n)$$

$$s3 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 3.52 \\ -1.462 \times 10^{-3} \\ 1.587 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$$

$$N3(n) := -1.462 \times 10^{-3} \cdot n + 1.587 \times 10^{-7} \cdot n^2 + 3.52$$

Окончание приложения 3

n := 1400..6000



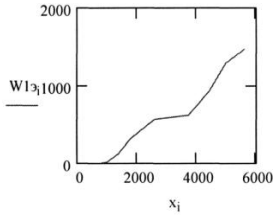
Приложение И

$$X1 := \begin{pmatrix} 830 \\ 1000 \\ 1390 \\ 1783 \\ 2610 \\ 3735 \\ 4430 \\ 4980 \\ 5600 \end{pmatrix}$$

$$W1\alpha := \begin{pmatrix} 2.7 \\ 14 \\ 122 \\ 314 \\ 571 \\ 624 \\ 932 \\ 1291 \\ 1467 \end{pmatrix}$$

$$i := 0..8$$

$$x_i := X1_i$$



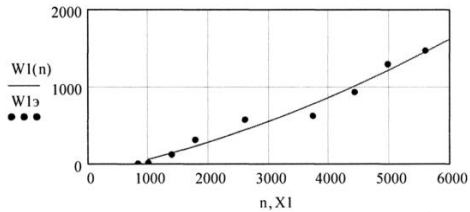
$$k := 2$$

$$s1 := \text{regress}(X1, W1\alpha, k)$$

$$s1 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -119.99 \\ 0.157 \\ (2.209 \times 10^{-5}) \end{pmatrix}$$

$$W1(n) := \text{interp}(s1, X1, W1\alpha, n)$$

$$n := 1000..6000$$

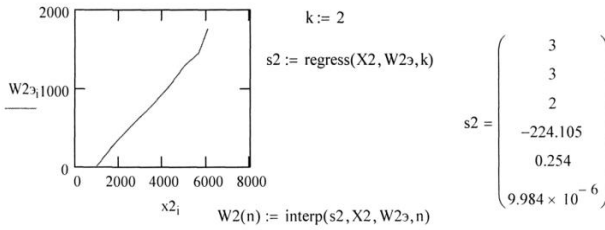


$$W1(n) := 0.157 \cdot n + 2.209 \times 10^{-5} \cdot n^2 - 119.99$$

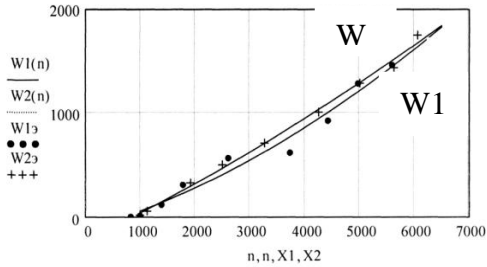
Продолжение приложения И

$X2 :=$	1000	$W2\partial :=$	17.7
	1128		58
	1918		334
	2500		507
	3270		716
	4260		1011
	5011		1293
	5633		1441
	6058		1755

$i := 0..8 \quad x2_i := X2_i$



$n := 1000..6500$



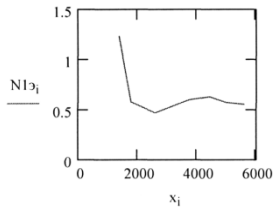
$$W2(n) := 0.254 \cdot n + 9.984 \times 10^{-6} \cdot n^2 - 224.105$$

Продолжение приложения И

$$X1 := \begin{pmatrix} 1390 \\ 1783 \\ 2610 \\ 3735 \\ 4430 \\ 4980 \\ 5600 \end{pmatrix}, \quad N1\vartheta := \begin{pmatrix} 1.23 \\ 0.58 \\ 0.47 \\ 0.60 \\ 0.63 \\ 0.574 \\ 0.554 \end{pmatrix}$$

$$i := 0..6$$

$$x_i := X1_i$$



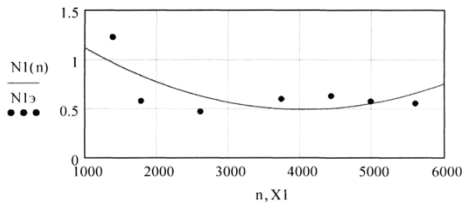
$$k := 2$$

$$s1 := \text{regress}(X1, N1\vartheta, k)$$

$$s1 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.603 \\ -5.507 \times 10^{-4} \\ 6.814 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$$

$$N1(n) := \text{interp}(s1, X1, N1\vartheta, n)$$

$$n := 1000..6000$$

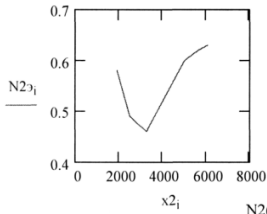


$$N1(n) := -5.507 \times 10^{-4} \cdot n + 6.814 \times 10^{-8} \cdot n^2 + 1.603$$

Окончание приложения И

$X2 :=$	1918 2500 3270 4260 5011 5633 6058	$N2э :=$	0.58 0.49 0.46 0.54 0.60 0.62 0.63
---------	--	----------	--

$i := 0..6$ $x2_i := X2_i$



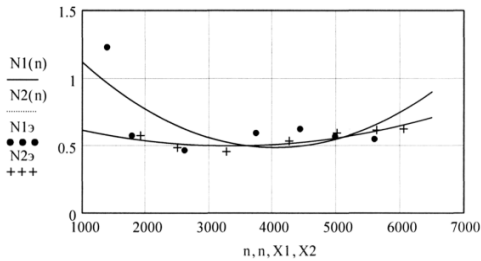
$k := 2$

$s2 := \text{regress}(X2, N2э, k)$

$$s2 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.741 \\ -1.421 \times 10^{-4} \\ 2.121 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$$

$N2(n) := \text{interp}(s2, X2, N2э, n)$

$n := 1000..6500$



$N2(n) := -1.421 \times 10^{-4} \cdot n + 2.121 \times 10^{-8} \cdot n^2 + 0.741$

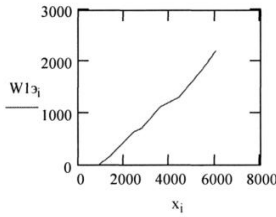
Приложение К

$X1 := \begin{pmatrix} 958 \\ 1400 \\ 2420 \\ 2800 \\ 3620 \\ 4450 \\ 4968 \\ 5568 \\ 6030 \end{pmatrix}$

$W1\Delta := \begin{pmatrix} 18 \\ 165 \\ 641 \\ 720 \\ 1137 \\ 1322 \\ 1607 \\ 1927 \\ 2212 \end{pmatrix}$

$i := 0..8$

$x_i := X1_i$



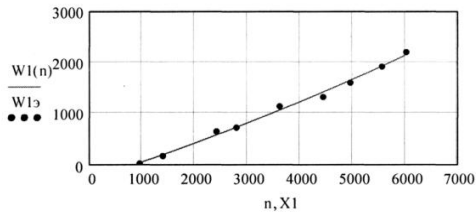
$k := 2$

$s1 := \text{regress}(X1, W1\Delta, k)$

$W1(n) := \text{interp}(s1, X1, W1\Delta, n)$

$n := 1000..6000$

$s1 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -289.414 \\ 0.324 \\ 1.345 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$

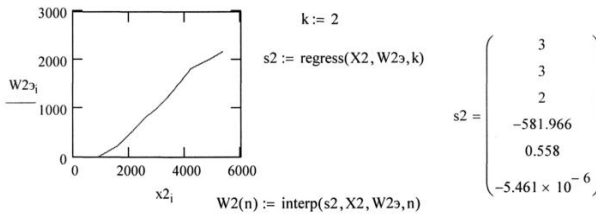


$$W1(n) := 0.324 \cdot n + 1.345 \times 10^{-5} \cdot n^2 - 289.414$$

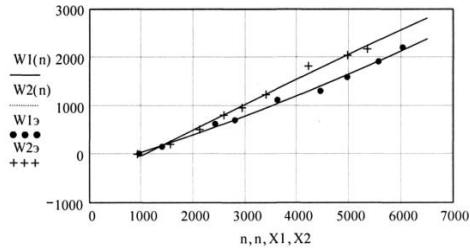
Продолжение приложения К

$X2 :=$	$\begin{pmatrix} 925 \\ 1560 \\ 2120 \\ 2590 \\ 2940 \\ 3400 \\ 4220 \\ 4970 \\ 5350 \end{pmatrix}$	$W2\vartheta :=$	$\begin{pmatrix} 5.4 \\ 216 \\ 522 \\ 824 \\ 975 \\ 1246 \\ 1833 \\ 2052 \\ 2180 \end{pmatrix}$
---------	---	------------------	---

$i := 0..8 \quad x2_i := X2_i$



$n := 1000..6500$



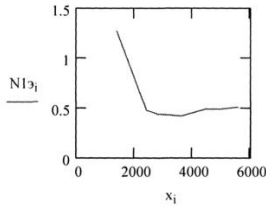
$$W2(n) := 0.558 \cdot n - 5.461 \times 10^{-6} \cdot n^2 - 581.966$$

Продолжение приложения К

$$X1 := \begin{pmatrix} 1400 \\ 2420 \\ 2800 \\ 3620 \\ 4450 \\ 4968 \\ 5568 \\ 6030 \end{pmatrix}, \quad N1\alpha := \begin{pmatrix} 1.27 \\ 0.48 \\ 0.44 \\ 0.42 \\ 0.49 \\ 0.49 \\ 0.51 \\ 0.51 \end{pmatrix}$$

$i := 0..6$

$x_i := X1_i$



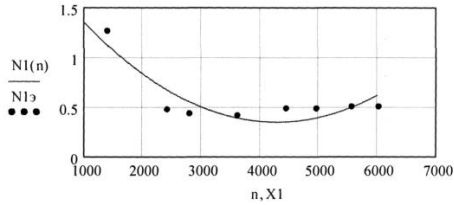
$$k := 2$$

$$s1 := \text{regress}(X1, N1\alpha, k)$$

$$s1 = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 2.059 \\ -7.969 \times 10^{-4} \\ 9.275 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$$

$$N1(n) := \text{interp}(s1, X1, N1\alpha, n)$$

$n := 1000..6000$

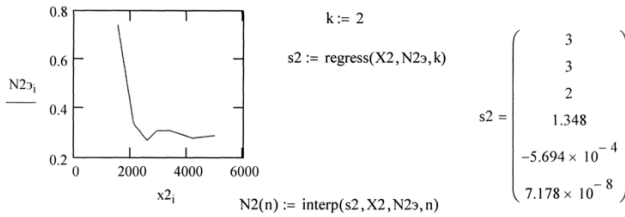


$$N1(n) := -7.969 \times 10^{-4} n + 9.275 \times 10^{-8} n^2 + 2.059$$

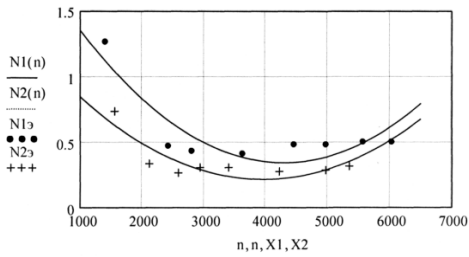
Окончание приложения К

$X2 := \begin{pmatrix} 1560 \\ 2120 \\ 2590 \\ 2940 \\ 3400 \\ 4220 \\ 4970 \\ 5350 \end{pmatrix}$
 $N2э := \begin{pmatrix} 0.74 \\ 0.34 \\ 0.27 \\ 0.31 \\ 0.31 \\ 0.28 \\ 0.29 \\ 0.32 \end{pmatrix}$

$i := 0..6$ $x2_i := X2_i$



$n := 1000..6500$



$$N2(n) := -5.694 \times 10^{-4} \cdot n + 7.178 \times 10^{-8} \cdot n^2 + 1.348$$

Приложение Л

$$X := \begin{pmatrix} 3.744 & 1540 \\ 3.744 & 1900 \\ 3.744 & 2400 \\ 3.744 & 3300 \\ 3.744 & 4200 \\ 3.744 & 4800 \\ 3.744 & 6400 \\ 4.48 & 1660 \\ 4.48 & 2230 \\ 4.48 & 3430 \\ 4.48 & 4330 \\ 4.48 & 5120 \\ 4.48 & 5785 \\ 4.48 & 6260 \\ 28.9 & 1560 \\ 28.9 & 2138 \\ 28.9 & 3742 \\ 28.9 & 4240 \\ 28.9 & 4960 \\ 28.9 & 5560 \\ 28.9 & 6015 \end{pmatrix} \quad Z := \begin{pmatrix} 79 \\ 205 \\ 360 \\ 788 \\ 986 \\ 1216 \\ 2165 \\ 61 \\ 303 \\ 958 \\ 1250 \\ 1879 \\ 2288 \\ 2550 \\ 213 \\ 517 \\ 1312 \\ 1639 \\ 2048 \\ 2504 \\ 2958 \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 & S := \text{regress}(X, Z, 2) \\
 & k := 20 \\
 & i := 0..k \quad j := 0..k \\
 & v_{i,j} := \frac{25 \cdot i + 3.5 \cdot k}{k} \\
 & n_{i,j} := \frac{4000 \cdot j + 1500 \cdot k}{k} \\
 & W_{i,j} := \text{interp} \left[S, X, Z, \begin{pmatrix} v_{i,j} \\ n_{i,j} \end{pmatrix} \right]
 \end{aligned}$$

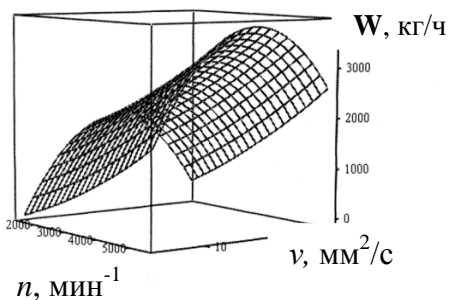
$$S = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 5.317 \times 10^{-3} \\ 3.804 \times 10^{-5} \\ 0.157 \\ -1.538 \times 10^3 \\ 356.112 \\ -10.915 \end{pmatrix}$$

Продолжение приложения Л

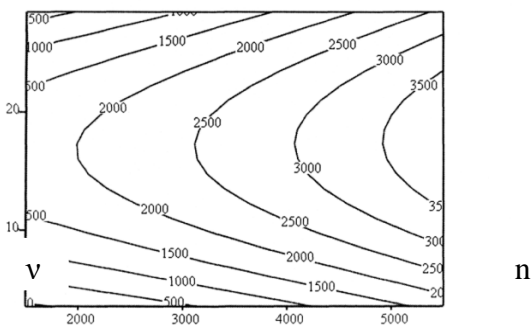
$X :=$	3.744 1540 3.744 1900 3.744 2400 3.744 3300 3.744 4200 3.744 4800 3.744 6400 4.48 1660 4.48 2230 4.48 3430 4.48 4330 4.48 5120 4.48 5785 4.48 6260 28.9 1560 28.9 2138 28.9 3742 28.9 4240 28.9 4960 28.9 5560 28.9 6015	$Z :=$	1.93 0.88 0.36 0.32 0.34 0.33 0.31 2.44 0.59 0.27 0.29 0.25 0.27 0.26 2 0.45 0.34 0.35 0.38 0.36 0.38
--------	--	--------	---

$$\begin{aligned}
 &S := \text{regress}(X, Z, 2) \\
 &k := 20 \\
 &i := 0..k \qquad j := 0..k \\
 &v_{i,j} := \frac{25 \cdot i + 3.5 \cdot k}{k} \\
 &n_{i,j} := \frac{4000 \cdot j + 1500 \cdot k}{k} \\
 &N_{i,j} := \text{interp} \left[S, X, Z, \begin{pmatrix} v_{i,j} \\ n_{i,j} \end{pmatrix} \right] \\
 &S = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 3.143 \times 10^{-6} \\ 1.542 \times 10^{-7} \\ -1.493 \times 10^{-3} \\ 2.583 \\ 0.288 \\ -9.011 \times 10^{-3} \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Продолжение приложения Л



(n, v, W)



(n, v, W)

$$W := -1.538 \times 10^3 + 356.112 \cdot v - 10.915 \cdot (v)^2 + 0.157 \cdot n + 3.804 \times 10^{-5} (n)^2 + 5.317 \times 10^{-3} \cdot v \cdot n$$

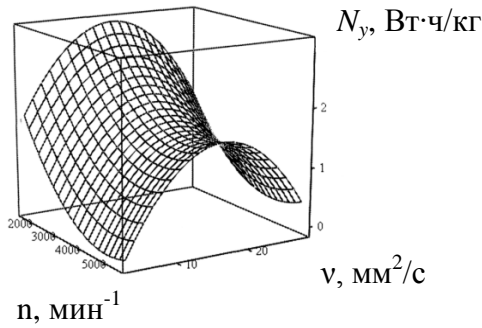
$$W_{i,j} := S_6 + S_7 \cdot v_{i,j} + S_8 \cdot (v_{i,j})^2 + S_5 \cdot n_{i,j} + S_4 (n_{i,j})^2 \quad W \cdot n_{i,j}$$

$$A := \begin{pmatrix} 2S_8 & S_3 \\ S_3 & 2S_4 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} -S_7 \\ -S_5 \end{pmatrix}$$

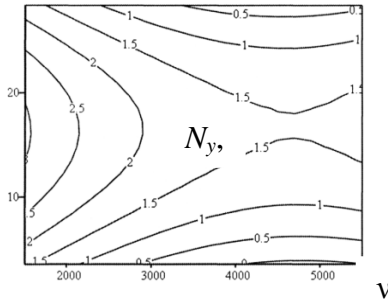
$$X1 := \text{Isolve}(A, B) \quad X1 = \begin{pmatrix} 15.546 \\ -3.149 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad n := 4.5 \cdot 10^3 \quad v := 16.524$$

$$W := S_6 + S_7 \cdot v + S_8 \cdot (v)^2 + S_5 \cdot n + S_4 (n)^2 + S_3 \cdot v \cdot n \quad W = 3.237 \times 10^3$$

Окончание приложения Л



(n, v, N)



(n, v, N)

$$N := 2.583 + 0.288 \cdot v - 9.011 \times 10^{-3} \cdot (v)^2 - 1.493 \times 10^{-3} \cdot n + 1.542 \times 10^{-7} \cdot (n)^2 + 3.143 \times 10^{-6} \cdot v \cdot n$$

$$N_{i,j} := S_6 + S_7 \cdot v_{i,j} + S_8 \cdot (v_{i,j})^2 + S_5 \cdot n_{i,j} + S_4 \cdot (n_{i,j})^2 + S_3 \cdot v_{i,j} \cdot n_{i,j}$$

$$A := \begin{pmatrix} 2S_8 & S_3 \\ S_3 & 2S_4 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} -S_7 \\ -S_5 \end{pmatrix}$$

$$X1 := \text{lsolve}(A, B) \quad X1 = \begin{pmatrix} .16.8 \\ 4.67 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad n := 4.7 \cdot 10^3 \quad v := 14.624$$

$$N := S_6 + S_7 \cdot v + S_8 \cdot (v)^2 + S_5 \cdot n + S_4 \cdot (n)^2 + S_3 \cdot v \cdot n \quad N = 1.473$$

Приложение М

$$X := \begin{pmatrix} 25 & 1560 \\ 25 & 1980 \\ 25 & 3470 \\ 25 & 4425 \\ 25 & 5125 \\ 25 & 5882 \\ 25 & 6250 \\ 35 & 1540 \\ 35 & 2020 \\ 35 & 3310 \\ 35 & 4323 \\ 35 & 5120 \\ 35 & 5860 \\ 35 & 6330 \\ 45 & 1870 \\ 45 & 2155 \\ 45 & 2960 \\ 45 & 4300 \\ 45 & 5075 \\ 45 & 5780 \\ 45 & 6240 \end{pmatrix} \qquad Z := \begin{pmatrix} 76 \\ 230 \\ 741 \\ 1085 \\ 1336 \\ 1730 \\ 2011 \\ 23 \\ 248 \\ 915 \\ 1392 \\ 1862 \\ 2124 \\ 2390 \\ 51 \\ 223 \\ 723 \\ 1526 \\ 1973 \\ 2701 \\ 2805 \end{pmatrix}$$

```

S := regress(X,Z,2)
k := 20
i := 0..k      j := 0..k

```

$$s_{i,j} := \frac{20 \cdot i + 25 \cdot k}{k}$$

$$n_{i,j} := \frac{4000 \cdot j + 1500 \cdot k}{k}$$

$$W_{i,j} := \text{interp} \left[S, X, Z, \begin{pmatrix} s_{i,j} \\ n_{i,j} \end{pmatrix} \right]$$

$$S = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.012 \\ 1.385 \times 10^{-5} \\ -0.027 \\ -198.404 \\ 4.188 \\ -0.469 \end{pmatrix}$$

Продолжение приложения М

$X :=$	25 1560	$Z :=$	(2.12)
	25 1980		0.78
	25 3470		0.4
	25 4425		0.33
	25 5125		0.34
	25 5882		0.33
	25 6250		0.33
	35 1540		5.82
	35 2020		0.6
	35 3310		0.22
	35 4323		0.2
	35 5120		0.19
	35 5860		0.23
	35 6330		0.24
	45 1870		2.96
	45 2155		0.67
	45 2960		0.29
	45 4300		0.18
	45 5075		0.20
	45 5780		0.19
	45 6240		0.22

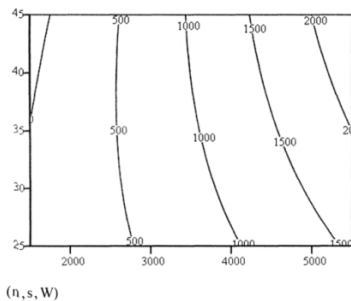
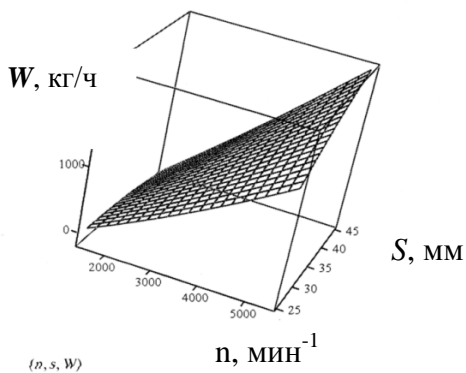
```

S := regress(X,Z,2)
k := 20
i := 0..k      j := 0..k

si,j :=  $\frac{20 \cdot i + 25 \cdot k}{k}$ 
ni,j :=  $\frac{4000 \cdot j + 1500 \cdot k}{k}$ 
Ni,j := interp[S,X,Z,  $\begin{pmatrix} s_{i,j} \\ n_{i,j} \end{pmatrix}$ ]
    
```

$$S = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -9.941 \times 10^{-6} \\ 2.937 \times 10^{-7} \\ -2.422 \times 10^{-3} \\ 0.772 \\ 0.29 \\ -3.506 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

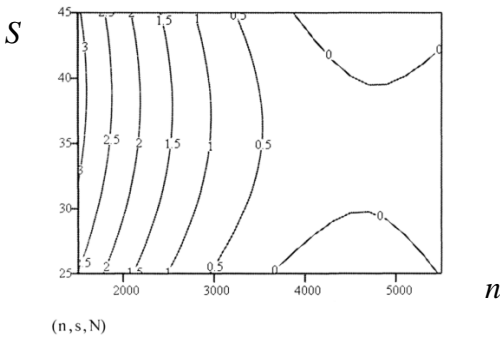
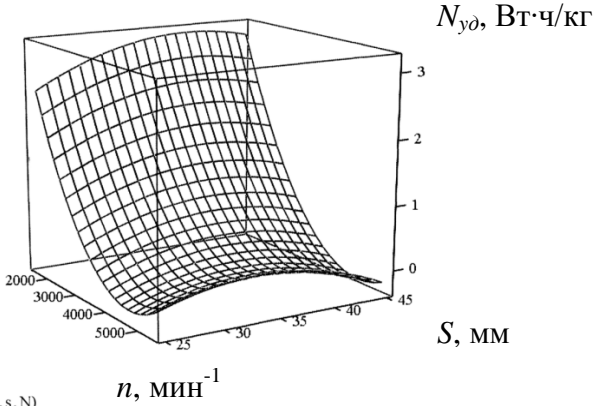
Продолжение приложения М



S

$$W_s = -198.404 + 4.188 \cdot s - 0.469 \cdot (s)^2 - 0.027 \cdot n + 1.385 \times 10^{-5} \cdot (n)^2 + 0.012 \cdot s \cdot n$$

Окончание приложения М



$$N := 0.772 + 0.29 \cdot s - 3.506 \times 10^{-3} \cdot (s)^2 - 2.422 \times 10^{-3} \cdot n + 2.937 \times 10^{-7} (n)^2 - 9.941 \times 10^{-6} \cdot s \cdot n$$

$$N_{i,j} := S_6 + S_7 \cdot s_{i,j} + S_8 \cdot (s_{i,j})^2 + S_5 \cdot n_{i,j} + S_4 \cdot (n_{i,j})^2 + S_3 \cdot s_{i,j} \cdot n_{i,j}$$

$$A := \begin{pmatrix} 2S_8 & S_3 \\ S_3 & 2S_4 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} -S_7 \\ -S_5 \end{pmatrix}$$

$$X1 := \text{Isolve}(A, B) \quad X1 = \begin{pmatrix} 34.624 \\ 4.708 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad n := 4.7 \cdot 10^3 \quad s := 34.624$$

$$N := S_6 + S_7 \cdot s + S_8 \cdot (s)^2 + S_5 \cdot n + S_4 \cdot (n)^2 + S_3 \cdot s \cdot n \quad N = 0.084$$

Приложение Н

Программа расчета производительности (подачи) устройства с гибким спирально-винтовым рабочим органом для перемещения жидкого материала

Программа расчета производительности
спирально-винтового транспортера вязкой жидкости

забор № 3 таблица 4.17

$$\xi := 1.05 \quad d := 0.0275 \quad d1 := 0.02 \quad \delta := 0.003$$

$$g := 10 \quad D1 := 0.0275 \quad S := \frac{\pi \cdot (D1^2 - d1^2)}{4} \quad S = 2.798 \times 10^{-4}$$

$$s := 0.035 \quad \rho := 1300$$

$$n := 1300, 1400, 6000$$

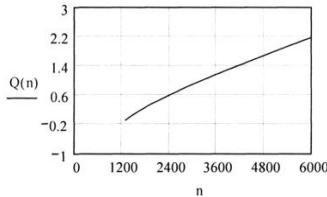
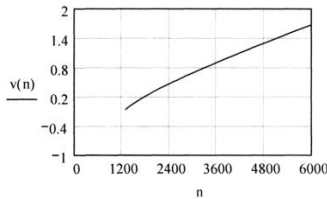
$$u(n) := \frac{s \cdot n}{60}$$

$$v(n) := \frac{\left[\xi \cdot u(n) - \sqrt{\xi \cdot u(n)^2 + 2g \cdot s \cdot (\xi - 1)} \right]}{\xi - 1}$$

$$Q(n) := \rho \cdot S \cdot v(n)$$

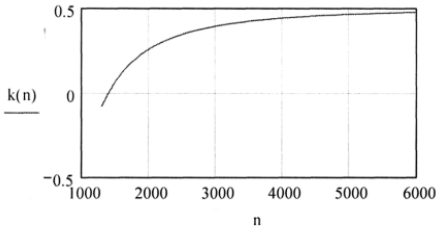
$$Q(n) := 3.6 \cdot S \cdot \rho \cdot v(n)$$

v(n) =
-0.06
1.701·10 ⁻⁴
0.057
0.11
0.16
0.209
0.255
0.299
0.343
0.385
0.426
0.466
0.505
0.543
0.581
0.618



Продолжение приложения Н

$$k(n) := \frac{\left[\xi - \sqrt{\xi + \frac{2 \cdot g \cdot s \cdot (\xi - 1)}{(u(n))^2}} \right]}{\xi - 1}$$



u(n) =
0.758
0.817
0.875
0.933
0.992
1.05
1.108
1.167
1.225
1.283
1.342
1.4
1.458
1.517
1.575
1.633

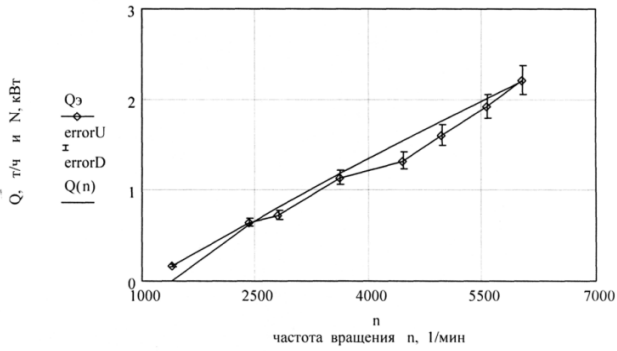
$$n := \begin{pmatrix} 1400 \\ 1400 \\ 2420 \\ 2800 \\ 3620 \\ 4450 \\ 4968 \\ 5568 \\ 6030 \end{pmatrix} \quad v_3 := \begin{pmatrix} 0.283 \\ 0.297 \\ 0.340 \\ 0.420 \end{pmatrix} \quad kv_3 := \begin{pmatrix} 0.262 \\ 0.26 \\ 0.246 \\ 0.216 \end{pmatrix} \quad Q_3 := \begin{pmatrix} 0.165 \\ 0.165 \\ 0.641 \\ 0.720 \\ 1.137 \\ 1.322 \\ 1.607 \\ 1.927 \\ 2.212 \end{pmatrix} \quad N := \begin{pmatrix} 1.5 \\ 1.27 \\ 0.48 \\ 0.44 \\ 0.42 \\ 0.49 \\ 0.49 \\ 0.51 \\ 0.51 \end{pmatrix}$$

i := 0..8

$$\text{error}U_i := Q_3 - 0.07 \cdot Q_{3_i}$$

$$\text{error}D_i := Q_3 - 0.07 \cdot Q_{3_i}$$

Продолжение приложения Н



частота вращения n, мин⁻¹

n := 1400, 1500.. 6000

$$u(n) := \frac{s \cdot n}{60}$$

$$v(n) := \frac{\left[\xi \cdot u(n) - \sqrt{\xi \cdot u(n)^2 + 2g \cdot s \cdot (\xi - 1)} \right]}{\xi - 1}$$

$$Q(n) := 3.6\rho \cdot S \cdot v(n)$$

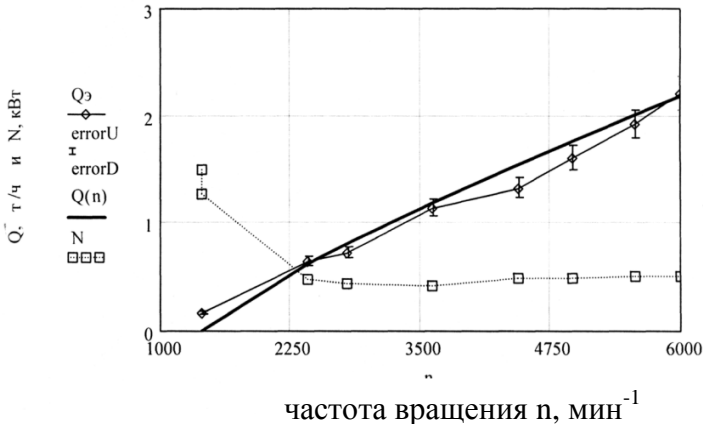
i := 0.. 8

$$\text{errorU}_i := Q_{\xi_i} + 0.07 \cdot Q_{\xi_i}$$

$$\text{errorD}_i := Q_{\xi_i} - 0.07 \cdot Q_{\xi_i}$$

n :=	(1400)	Q _ξ :=	(0.165)
		1400				0.165	
		2420				0.641	
		2800				0.720	
		3620				1.137	
		4450				1.322	
		4968				1.607	
		5568				1.927	
		6030				2.212	

Окончание приложения Н



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

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	5
1.1 Анализ технических средств перемещения птичьего помёта. Классификация насосов	5
1.2 Физико-механические свойства помёта	23
1.3 Существующие теоретические исследования насосно-транспортирующих устройств	29
1.4 Существующие технологические схемы уборки навоза и помёта. Классификация навозоуборочных и помётоуборочных средств	38
1.5 Цель и задачи исследования	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА	42
2.1 Обоснование конструкции рабочего органа для перемещения птичьего помёта	42
2.2 Режимно-конструктивные параметры рабочего органа	46
2.2.1 Подача (производительность) спирально-винтового рабочего органа	48
2.2.2 О начале забора птичьего помёта вертикально-вращающимся спирально-винтовым рабочим органом	71

2.2.3	Определение параметров загрузочного окна кожуха устройства при перемещении полужидкого помёта и смеси помёта с подстилкой	75
2.3	Прочность, осадка и удлинение рабочего органа	83
2.4	Выводы	89
3	МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА	90
3.1	Программа исследований	91
3.2.	Экспериментальные установки	91
3.3.	Способы забора жидкого материала	94
3.4.	Методика и порядок экспериментальных исследований	96
3.4.1	Общие виды изготовленных приборов и средств измерения	104
3.4.2	Методика определения соотношения геометрических параметров	110
3.5	Методика обработки результатов исследований	117
3.5.1	Экспериментальная область факторного пространства	117
3.5.2	Наиболее значимые факторы	120

3.6.	Результаты экспериментальных исследований	122
3.6.1.	Физико-механические свойства птичьего помёта	122
3.6.2	Зависимость подачи (производительности) от режимно-конструктивных параметров	126
3.6.3	Давление, создаваемое спирально-винтовым рабочим органом	138
3.6.4	Загрузчик жидкого помёта	140
3.6.5	Зависимость подачи (производительности) от заборной способности и режимно-конструктивных параметров	142
3.6.6	Осевое отставание перемещения жидкого материала	154
3.6.7	О толщине перемещений в кожухе слоя жидкого материала	159
3.6.8	Результаты математической обработки экспериментальных данных	178
3.7	Выводы	183
4	РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ УСЛОВИЯХ. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИССЛЕДОВАНИЙ	185
4.1	Результаты производственных исследований	185

4.2	Эффективность исследований	194
4.3	Выводы	201
	ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	203
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	205
	ПРИЛОЖЕНИЯ	221

Наиля Наилевна Аксенова

кандидат технических наук,
доцент кафедры «Механизация производства и
переработки продукции животноводства»

**ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
С ГИБКИМИ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВЫМИ
РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА**

(монография)

Ульяновск: УГСХА им.П.А. Столыпина, 2013.- 260 с.

Подписано в печать 5.02.2013 г.
Формат 60x84/16 Бумага офсетная №1
Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 16,25
Тираж 500 Заказ 4

Адрес издателя: 432017, г. Ульяновск, бульвар Новый Венец, 1