

На правах рукописи

**ГАЯЗИЕВ ИЛЬНАР НАИЛЕВИЧ**

**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ  
ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА С  
ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ПРОФИЛЕМ РОТОРОВ**

Специальность 05.20.01 – Технологии и средства механизации  
сельского хозяйства

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Казань – 2010

Работа выполнена в ФГОУ ВПО «Казанский государственный аграрный университет» на кафедре электрификации сельскохозяйственного производства и механизации животноводства

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
**Зиганшин Булат Гусманович**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Алешкин Владимир Романович**

кандидат технических наук, доцент  
**Кондратьев Георгий Иванович**

Ведущая организация: – ФГОУ ВПО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия»

Защита состоится « 28 » мая 2010 года в 13 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 220.035.02 при ФГОУ ВПО «Казанский государственный аграрный университет» по адресу: 420011, г. Казань, Учебный городок Казанского ГАУ, УЛК ИМ и ТС, ауд.213.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Казанского ГАУ (УЛК ИМ и ТС, читальный зал).

Автореферат разослан и размещен на сайте <http://www/kazgau.ru>.  
« 26 » апреля 2010 года

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
д.т.н., доцент

Галиев И.Г.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Основной задачей, стоящей перед сельским хозяйством, является обеспечение населения продуктами питания за счет разработки и внедрения новых ресурсо- и энергосберегающих технологий и технических средств. Особое внимание уделяется молочному комплексу, обеспечивающему производство и переработку жизненно важной для человека продукции. В современных условиях острой проблемой является повышение экономической эффективности молочного скотоводства.

К настоящему времени разработан целый спектр доильных установок, предназначенных для доения различного поголовья коров (от 10 до 400 голов и более). При этом одной из главных проблем машинного доения является несовершенство вакуумной системы доильных установок. Центральным звеном вакуумной системы является вакуумный насос, который должен обеспечивать высокую надежность вакуумной системы в целом и создавать стабильный вакуумный режим. Однако изготавливать вакуумные насосы специально для каждого размера доильной установки, на наш взгляд, нецелесообразно. Уменьшить типоразмерный ряд насосов возможно применением вакуумных насосов с регулируемой подачей. К таким насосам относятся, в частности, двухроторные вакуумные насосы. Достоинством двухроторных вакуумных насосов являются такие показатели, как быстроходность, надежность, долговечность и массогабаритные показатели. В связи с этим двухроторные вакуумные насосы представляют значительный интерес.

На кафедре электрификации сельскохозяйственного производства и механизации животноводства ФГОУ ВПО «Казанский государственный аграрный университет» разработан, изготовлен и исследован новый двухроторный вакуумный насос, обладающий рядом преимуществ по сравнению с аналогами.

Работа выполнена на кафедре электрификации сельскохозяйственного производства и механизации животноводства ФГОУ ВПО «Казанский государственный аграрный университет» в соответствии: с планом научно-исследовательских работ Казанского ГАУ «Разработка конструкции, обоснование параметров и режима работы двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов» (гос. рег. № 01201000401), а также в соответствии с Программой развития приоритетных направлений науки в РФ до 2010 года этап 2006 г. «Разработка энергосберегающих вакуумных насосов для доильных машин», а также в соответствии с координационной программой по проблеме «Разработать системы технологизации и инженерно-технического обеспечения агропромышленного производства как основы стабилизации АПК субъектов Российской Федерации Северо-Кавказского, Приволжского и Уральского федеральных округов на 2001-2010 гг.».

**Цель работы:** Снижение энергоемкости процесса создания вакуума путем разработки двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов и обоснования его конструктивно-технологических параметров.

**Объект исследования.** Двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов.

**Предмет исследования.** Рабочий процесс двухроторного вакуумного

насоса с циклоидальным профилем роторов нагнетательными окнами, расположенными во впадинах ротора.

**Методы исследования.** Теоретические исследования выполнены с использованием основных законов классической механики, теплотехники, термодинамики, а также расчетно-конструктивных методов и методов физического моделирования. Экспериментальные исследования проводились на специальных стендах с использованием методов планирования эксперимента. Результаты эксперимента обрабатывались с помощью известных компьютерных программ и методов математической статистики.

**Задачи исследования:**

1. Провести анализ и классификацию существующих конструкций вакуумных машин объемного типа.
2. Разработать теоретические основы расчета и проектирования двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов, обеспечивающего снижение энергоемкости процесса создания вакуума.
3. Разработать математическую модель рабочего процесса нового двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.
4. Обосновать конструктивно-технологические параметры и режим работы двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.
5. Провести лабораторные и производственные испытания экспериментального двухроторного вакуумного насоса и их технико-экономическую и энергетическую оценку.

**Научная новизна состоит:**

- в разработке теоретических основ расчета и проектирования двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов;
- в разработке математической модели рабочего процесса двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов;
- разработан новый двухроторный вакуумный насос (патент РФ на изобретение № 2382905)

**Практическая ценность.** Разработана новая конструкция двухроторного вакуумного насоса с улучшенными параметрами:

- прямые затраты энергии снижены на 36%;
- повышена долговечность работы вакуумного насоса за счет устранения трения роторов и совершенствования термодинамического процесса работы насоса.

Результаты диссертационной работы используются в учебном процессе студентами Института механизации и технического сервиса ФГОУ ВПО «Казанский ГАУ». Опытный двухроторный вакуумный насос внедрен в сфере АПК Республики Татарстан, в ООО «Алтын Саба-М» Сабинского района Республики Татарстан и в ООО НПП «Агромакс», г. Набережные Челны. Даны рекомендации по проектированию и изготовлению вакуумного насоса ООО НПП «Агромакс».

**Апробация.** Основные положения диссертации были доложены в период с 2004 – 2010 гг. на научных конференциях профессорско-преподавательского состава и аспирантов факультетов механизации сельского хозяйства и технического сервиса (Казань, 2004 – 2009 гг.); Института механизации и

технического сервиса (Казань, 2010); на XIV международном симпозиуме по машинному доению сельскохозяйственных животных, первичной обработке и переработке молока (Углич, 2008 г.). Опытный двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов демонстрировался на ежегодных международных выставках «Интерагро. Анимед. Фермер Поволжья» (г. Казань) в 2004, 2005 и 2006 гг. В 2006 г. получен диплом за разработку энергосберегающего двухроторного вакуумного насоса. В 2009г. на V республиканском конкурсе «Пятьдесят лучших инновационных идей для Республики Татарстан» автор признан победителем в номинации «Старт инноваций».

#### **Основные положения, выносимые на защиту:**

- конструктивно-технологическая схема двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов;
- методы расчета энергетических и технологических параметров двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов;
- зависимости основных показателей: производительности, потребной мощности, температуры нагрева нагнетаемого газа и корпуса от режима работы двухроторного вакуумного насоса;
- результаты лабораторно-производственных исследований по обоснованию конструкции и режима работы двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов и их энергетическая и технико-экономическая эффективность.

**Публикации.** Основные положения научной работы опубликованы в 8 статьях, в том числе 2 статьи в центральных журналах, рекомендованных ВАКом, и 6 статей в трудах международных симпозиумов и научных конференций. Получен патент РФ на изобретение № 2382905.

**Структура диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти разделов, общих выводов, списка литературы и приложений. Содержание работы изложено на 158 страницах машинописного текста, список литературы содержит 121 наименование, в том числе 4 на иностранном языке.

#### **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** представлены актуальность работы, цель, объект, предмет и методы исследований. Представлена научная новизна, практическая ценность и апробация работы, реализация и внедрение результатов диссертационных исследований, изложены основные положения, выносимые на защиту.

**В первом разделе** «Состояние вопроса и задачи исследования» представлены основные направления развития доильных установок и вакуумных машин объемного типа. Рассмотрены конструкции доильных установок, приведен анализ объемных машин для получения вакуума, в результате выявлены основные недостатки функционирования двухроторных машин. Так, насосы типа Rut's имеют несовершенный процесс термодинамического сжатия газа. Машины с винтовым профилем роторов сложны в изготовлении, в них радиальные, торцевые и осевые щели имеют сложную форму и значительные размеры. Для снижения удельных перетечек газа необходимо увеличить окружные скорости роторов, что представляет определенные трудности.

Шестеренчатые вакуумные насосы с эвольвентным профилем роторов имеют значительный вредный объем, что ухудшает параметры вакуумного насоса.

В разделе также приведена методика профилирования роторов двухроторных вакуумных машин, технологические расчеты объемных машин и основные требования, предъявляемые к вакуумным системам доильных установок.

В разделе отмечается, что совершенствованию пластинчато-роторных насосов посвящены работы Бинева Р.Э., Волкова И.Е., Мжельского Н.И., Похваленского В.П., Сидоренко П.В., Хамеева В.М., Хозяева И.А. и ряда других авторов. Исследованию жидкостно-кольцевых вакуумных насосов с целью снижения энергозатрат посвящены работы Максимова В.А., Райзмана И.А., Рудакова А.И., Цоя Ю.А. и других. С целью снижения расхода воды водокольцевого вакуумного насоса проведены исследования Антроповским Н.М., Волковым И.Е., Цоем Ю.А. и другими. В конце раздела приведены цель и задачи исследований.

**Во втором разделе** «Основы теории и расчета двухроторного вакуумного насоса» приведены технология профилирования роторов с циклоидальным профилем, а также методы расчета конструктивно-технологических параметров (подачи, мощности и площади нагнетательного окна) двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.

В качестве исходного образца при проведении исследований взят вакуумный насос типа Rut's. Во время работы у вакуумных насосов такого типа на определенных углах поворота роторов между ними образуется недопустимо большой зазор, что ведет к значительному увеличению перетечек газа. Кроме того в точке соединения головки и впадины ротора нет плавного перехода, в результате чего происходит заклинивание роторов. Во избежание заклинивания роторов, необходимо коррегировать этот участок ротора. Для обеспечения плавного перехода от головки к впадине ротора, предлагается головку ротора изготавливать по эпициклоиде, а впадину ротора по гипоциклоиде. Такое решение позволяет снизить перетечки газа.

Из рисунка 1 видно, что уравнения эпициклоиды (1) и гипоциклоиды (2) в координатах  $XOY$ , имеют вид:

$$x = (R + r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left( \frac{R + r}{r} \varphi \right), y = (R + r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left( \frac{R + r}{r} \varphi \right); \quad (1)$$

$$x = -(R - r) \cos \varphi - r \cdot \cos \left( \frac{R - r}{r} \varphi \right), y = (R - r) \sin \varphi - r \cdot \sin \left( \frac{R - r}{r} \varphi \right), \quad (2)$$

где  $R$  – радиус основной окружности, м;  $r = \frac{R}{4}$  – радиус ролика описывающего профиль ротора, м;  $\varphi$  – угол наклона прямой, проходящей через точку  $O$  и центр описывающего ролика к оси  $OX$ , град.

Графические и теоретические исследования показали, что у двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов по сравнению с окружными профилями роторов насоса типа Rut's площадь полезного объема увеличивается на 15% (рисунки 2).

Очевидно, что изменение профиля роторов приводит к изменению основных конструктивно-технологических параметров вакуумного насоса в целом.

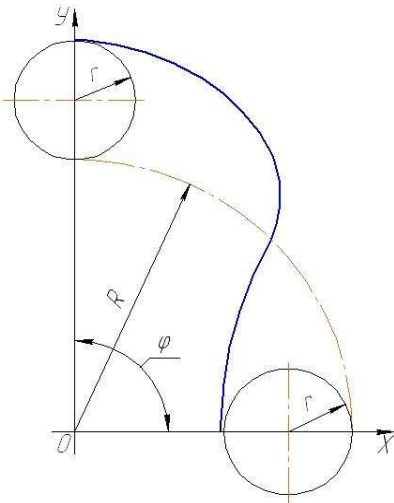
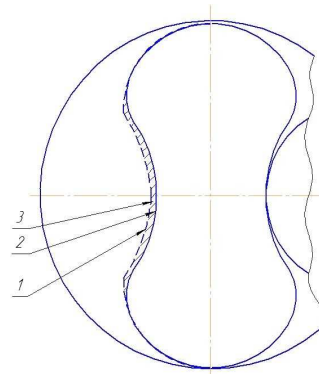


Рисунок 1 – Циклоидальные профили роторов



1 – окружной профиль; 2 – циклоидальный профиль; 3 – полезный рабочий объем  
Рисунок 2 – Графическое изображение роторов с циклоидальным и окружным профилем

При определении подачи насоса для идеального газа предполагается, что роторы установлены герметично и потери газа через зазоры отсутствуют. Подача насоса зависит как от геометрических размеров роторов и скорости их вращения, так и от состояния газа до всасывания и после нагнетания. При вращении роторов в полости всасывания впадина каждого ротора заполняется газом и переносит его в полость нагнетания, где происходит сжатие, а затем нагнетание газа в атмосферу через одно или несколько окон, выполненных в коллекторе и роторе.

Для определения подачи насоса определим площадь, заключенную между корпусом, зубьями и впадиной одного ротора (рисунок 3).

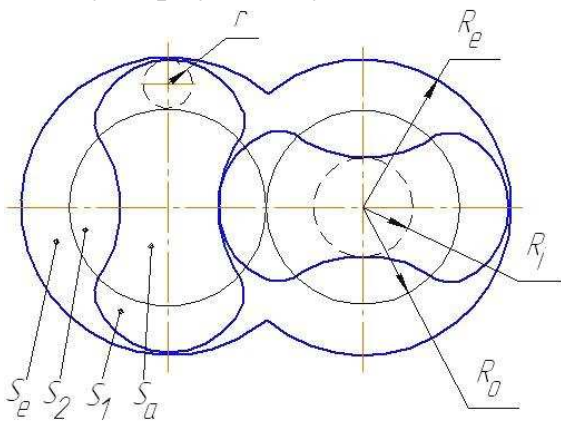


Рисунок 3 – Схема для расчёта подачи двухроторного вакуумного насоса

Площадь, эквивалентная геометрической подачи, определяется соотношением

$$S = S_e - S_a - S_1 + S_2, \quad (3)$$

где  $S_e = \frac{\pi \cdot R_e^2}{2}$  – суммарная площадь

половины круга радиусом  $\frac{R_e}{2}$ ,  $\text{м}^2$ ;

$S_a = \frac{\pi \cdot R_0^2}{2}$  – площадь половины круга

радиусом  $\frac{R_0}{2}$ ,  $\text{м}^2$ ;  $S_1 = \pi \cdot r^2 \left( \frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right)$  – площадь сектора зуба,  $\text{м}^2$ ;

$S_2 = \pi \cdot r^2 \left( \frac{3R_0 - 2r}{R_0} \right)$  – площадь сектора впадины,  $\text{м}^2$ ;  $R_e = R_0 + 2r$  – радиус окружности выступов ротора  $\text{м}^2$ ;  $R_0$  – радиус основной окружности, м;

$r$  – радиус подвижного круга, образующего эпи- и гипоциклоиды, м.

После подстановки значений  $S_e$ ,  $S_a$ ,  $S_1$  и  $S_2$  в выражение (3) и соответствующих преобразований получим

$$S = \frac{\pi \cdot R_e^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_0^2}{2} - \pi \cdot r^2 \left( \frac{3R_0 + 2r}{R_0} \right) + \pi \cdot r^2 \left( \frac{3R_0 - 2r}{R_0} \right) =$$

$$= \frac{2\pi \cdot r}{R_0} (R_0^2 + R_0 r - 2r^2) \quad (4)$$

Для насоса с двузубовым ротором эквивалентная площадь с учетом соотношения  $R_0 = 4r$ , будет равна

$$S = 9\pi \cdot r^2 = \frac{9}{16} \pi \cdot R_0^2 \quad (5)$$

Теоретическая подача насоса, приведенная к условиям нагнетания, определяется зависимостью:

$$Q_T = 2 \cdot \left( 1 - \frac{\Delta P}{P_H} \right) \cdot S \cdot L \cdot n \cdot \eta_v = \frac{9}{8} \pi \cdot R_0^2 \cdot z \cdot \left( 1 - \frac{\Delta P}{P_H} \right) \cdot L \cdot n \cdot \eta_v, \quad (6)$$

где  $\Delta P = P_H - P_B$  – среднее значение перепада давления на профиле ротора, Па;  $z$  – количество зубьев;  $\eta_v$  – коэффициент наполнения. Для насосов доильных установок значение  $\eta_v$  можно принять 0,5...0,65.

На рисунках 4 и 5 представлены зависимости теоретической подачи от вакуума и от радиуса основной окружности.

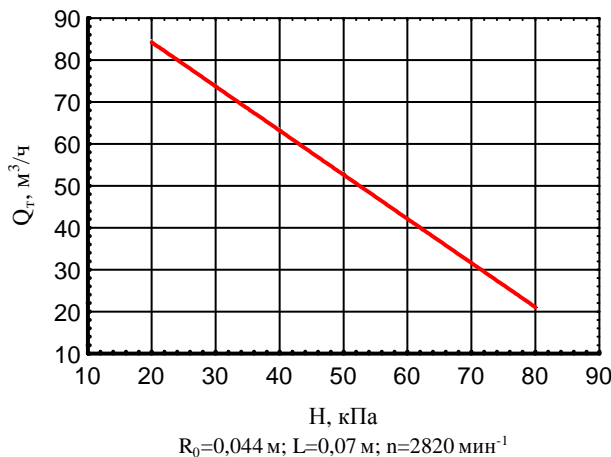


Рисунок 4 – Зависимость теоретической подачи  $Q_T$  от вакуума  $H$

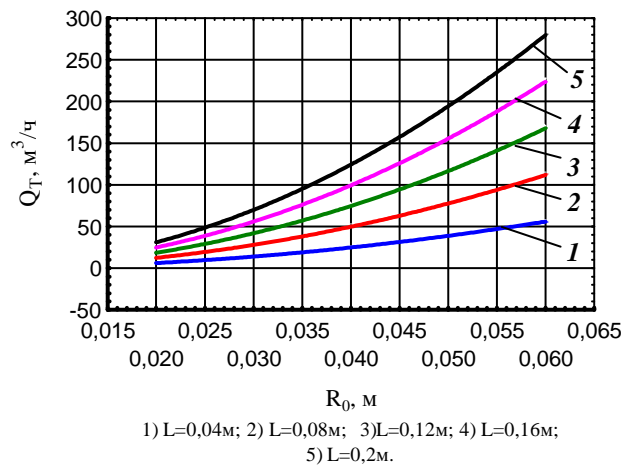


Рисунок 5 – Зависимость теоретической подачи  $Q_T$  от радиуса основной окружности  $R_0$

Таким образом, на основании последней зависимости и приведённого графика можно предварительно выбрать основные размеры роторов и достаточно точно рассчитать теоретическую подачу двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.

Теоретический момент сопротивления или потребная мощность двухроторного вакуумного насоса зависят от геометрических размеров роторов и перепада давлений, который они испытывают.

Полная мощность, потребляемая двухроторным вакуумным насосом можно определить по формуле:



$$N = N_i + N_{\text{мех}}, \quad (7)$$

где  $N_i$  – внутренняя (индикаторная) мощность двухроторного вакуумного насоса, кВт;  $N_{\text{мех}}$  – механическая мощность, кВт.

Применение методики расчета потребной мощности двухроторного вакуумного насоса с помощью индикаторной мощности усложняет задачу по расчету параметров насоса. Поэтому определение потребной мощности целесообразно проводить с помощью силового метода, а именно путем рассмотрения перепада давления между отдельными участками роторов.

Для определения теоретического момента сопротивления двухроторного вакуумного насоса предлагается методика, по которой выводится зависимость для определения среднего значения момента сопротивления  $M_c$ .

Рассмотрим рисунки 6 и 7 для прямозубого ротора с центром  $O_1$  в системе координат  $XO_1Y$ .

Момент сопротивления  $M_c$  определяется из соотношения

$$M_c = \Delta P \cdot L \left( \int_{y_1}^{y_2} y \cdot dy - \int_{x_1}^{x_2} x \cdot dx \right), \quad (8)$$

где  $x_1 = R_i$  – радиус окружности впадины, м;  $x_2 = R_0 \cos \alpha$ , м;  $y_1 = O_1c = R_0 \sin \alpha$ , м;  $y_2 = O_1d = R_e$  – радиус окружности выступов, м;  $\Delta P = P_H - P_B$  – среднее значение перепада давления на профиле ротора, Па;  $P_H$  – давление нагнетания, Па;  $P_B$  – давление всасывания, Па;  $L$  – длина рабочей части ротора, м.

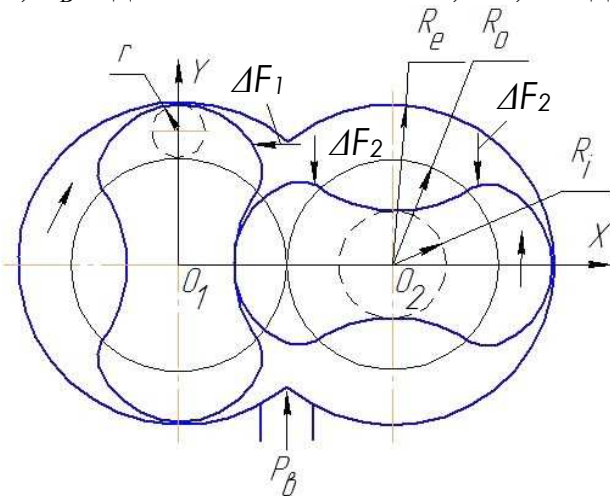


Рисунок 6 – Схема для определения минимального момента сопротивления « $M_c$ »

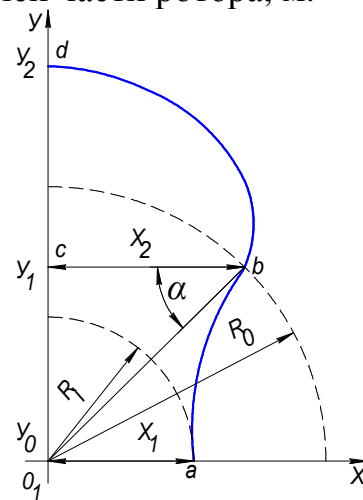


Рисунок 7 – Схема для определения максимального момента сопротивления

Подставляя в уравнение (8) значение  $x_1$ ;  $x_2$ ;  $y_1$ ;  $y_2$  и учитывая, что для циклоидального профиля справедливы соотношения между радиусами  $R_e = R_0 + 2r$  и  $R_i = R_0 - 2r$ , получим следующую зависимость:

$$M_c = \frac{\Delta P \cdot L}{2} (R_e^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha + R_i^2) \cdot \eta = \frac{\Delta P \cdot L}{2} (2R_0^2 + 8r^2 - R_0^2 \cdot \cos^2 \alpha) \cdot \eta, \quad (9)$$

где  $R_0$  – радиус основной окружности, м;  $r$  – радиус окружности, перекатываемой по основной окружности при профилировании, м;  $\eta$  – КПД двухроторного вакуумного насоса.

Принимая во внимание, что для двузубого ротора  $r = \frac{R_o}{4}$ , после соответствующих преобразований, получим

$$M_c = \frac{\Delta P \cdot L}{2} R_o^2 (2,5 - \cos^2 \alpha) \cdot \eta. \quad (10)$$

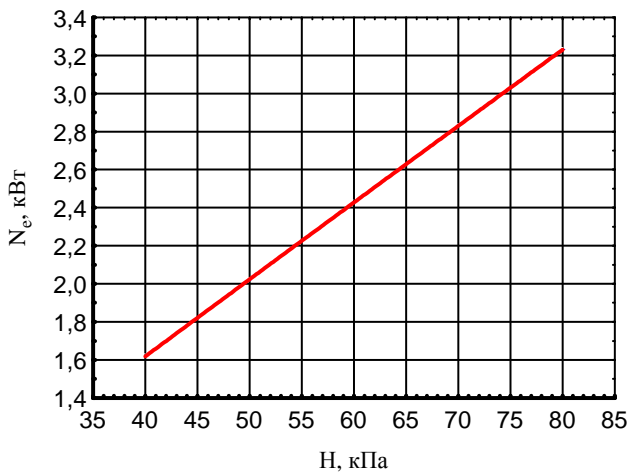
Заметим, что во втором роторе, вращающемся относительно центра  $O_2$ , (рисунок 6) момент сопротивления  $M_c=0$ , так как активные  $\Delta F_{2a}$  и реактивные  $\Delta F_{2p}$  силы взаимно уравновешены.

Потребную мощность двухроторного вакуумного насоса можно определить по формуле:

$$N_e = M_c \cdot \omega = \frac{\Delta P \cdot L}{2} R_o^2 (2,5 - \cos^2 \alpha) \cdot \omega \cdot \eta, \quad (11)$$

где  $\omega$  – угловая скорость, рад/с.

На рисунках 8 и 9 представлены теоретические зависимости потребной мощности от вакуума и от радиуса основной окружности.



$R_o=0,044\text{м}^2$ ;  $L=0,07\text{м}$ ;  $\omega=295,16$  рад/с.

Рисунок 8 – Зависимость теоретической потребной мощности  $N_e$  от вакуума  $H$

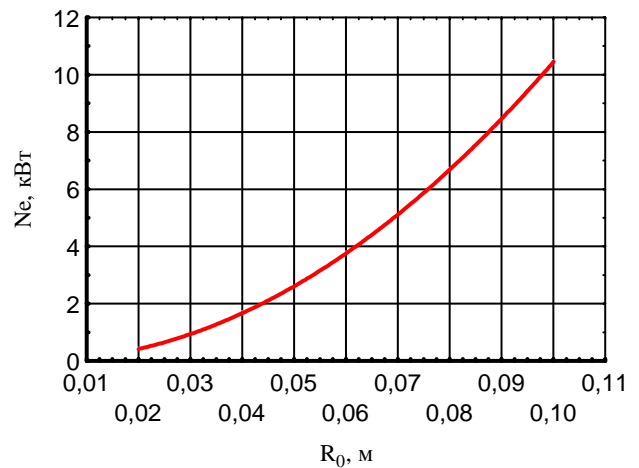


Рисунок 9 – Зависимость теоретической потребной мощности  $N_e$  от радиуса основной окружности  $R_o$

Таким образом, на основании полученных теоретических зависимостей и приведенного графика можно рассчитать момент сопротивления и потребную мощность в зависимости от геометрических параметров при заданных значениях давления всасывания  $P_e$  и давления нагнетания  $P_n$ .

К конструктивным параметрам нагнетательных окон двухроторного вакуумного насоса относятся форма, размеры и их месторасположение. Для обеспечения эффективной работы данного насоса необходимо правильно выбрать месторасположение нагнетательных окон на обоих роторах. Необходимо рассчитать площадь нагнетательного окна ротора  $S_p$  и нагнетательного окна коллектора  $S_k$  (рисунок 10).

Рассмотрим случай, когда угол раствора нагнетательного окна коллектора  $\varphi_k$  меньше угла раствора нагнетательного окна ротора  $\varphi_p$  ( $\varphi_k < \varphi_p$ ). При вращении ротора периодически сжимаемый газ удаляется через нагнетательные окна ротора и коллектора при их совпадении. При этом нагнетательное окно коллектора открывается постепенно. В этом случае площадь окна коллектора  $S_k$

увеличивается и достигает максимума в момент совпадения профилей окон. При дальнейшем повороте ротора площадь нагнетательного окна коллектора  $S_k$  уменьшается и на некоторое время закрывается полностью. Такое изменение площади нагнетательного окна коллектора  $S_k$  в зависимости от времени поворота ротора представлено на рисунке 11.

При  $0 \leq t \leq t_1$  площадь нагнетательного окна коллектора можно выразить зависимостью

$$S_k(t) = R_k \cdot t_i \cdot l \cdot \omega, \quad (12)$$

где  $R_k$  – наружный радиус коллектора;  $\omega$  – угловая скорость;  $t_i$  – время в течение которого нагнетательное окно открыто;  $l$  – длина нагнетательного окна коллектора.

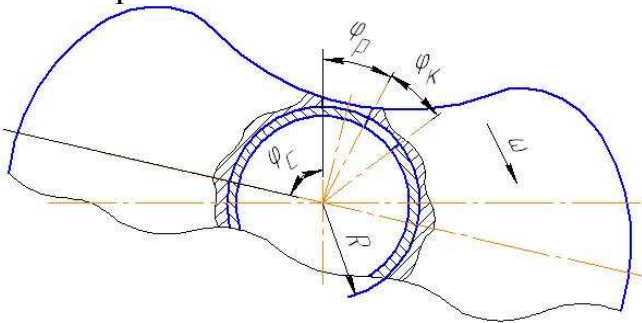


Рисунок 10 – Схема для определения расчетной величины площади нагнетательных окон ротора и коллектора

Рассмотрим несколько моментов времени:

$$t_1 = \frac{\varphi_k}{\omega}; \quad t_2 = \frac{\varphi_p}{\omega}; \quad t_3 = \frac{\varphi_k + \varphi_p}{\omega}.$$

Тогда при  $t_1 \leq t < t_2$   $S_k(t) = R \cdot \varphi_k \cdot l$ , где  $l = const$ ; (13)

при  $t_2 \leq t < t_3$   $S_k(t) = R \cdot l \cdot (\varphi_k + \varphi_p - t \cdot \omega)$ . (14)

Используя предыдущие зависимости (формулы 12, 13 и 14), определим площадь нагнетательного окна коллектора из следующего соотношения

$$S_k(t) = \frac{1}{t_3} \int_0^{t_3} S(t) dt = \frac{1}{t_3} \left[ \int_0^{t_1} S(t) dt + \int_{t_1}^{t_2} S(t) dt + \int_{t_2}^{t_3} S(t) dt \right] = \frac{1}{t_3} \left[ \frac{R \cdot \omega \cdot l}{2} t_1^2 + \right. \\ \left. + R \cdot \varphi_k \cdot l \cdot (t_2 - t_1) + R \cdot l \cdot (\varphi_k + \varphi_p) \cdot (t_3 - t_2) - R \cdot l \cdot \frac{\omega}{2} (t_3^2 - t_2^2) \right]. \quad (15)$$

После соответствующих преобразований получим  $S_k(t) = \frac{R \cdot l \cdot \varphi_k \cdot \varphi_p}{\varphi_k + \varphi_p}$ .

Рассмотрим второй случай, когда  $\varphi_k \geq \varphi_p$ . В этом случае значения времени определяются следующими параметрами:  $t_1 = \frac{\varphi_p}{\omega}$ ;  $t_2 = \frac{\varphi_k}{\omega}$ ;  $t_3 = \frac{\varphi_k + \varphi_p}{\omega}$ .

Тогда  $0 \leq t < t_1$ , площадь окна коллектора определяется

$$S_k(t) = R \cdot l \cdot t_i \cdot \omega. \quad (16)$$

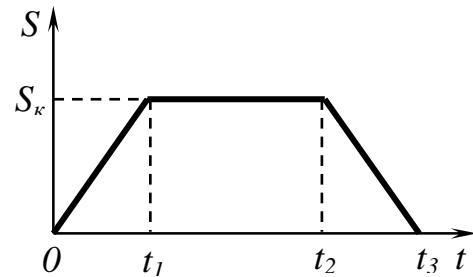


Рисунок 11 –График изменения площади нагнетательного окна коллектора за период времени t

При  $t_1 \leq t < t_2$   $S_k = R \cdot l \cdot \varphi_p - const.$

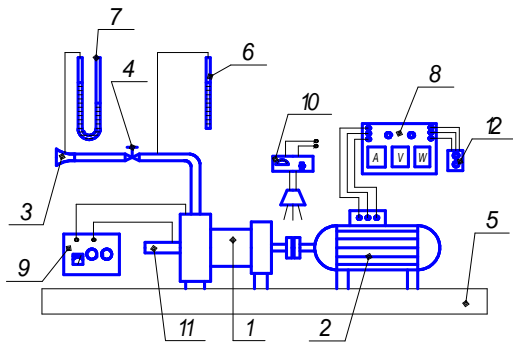
При  $t_2 \leq t < t_3$   $S_k = R \cdot l \cdot [\varphi_p - \omega(t - t_2)] = R \cdot l \cdot (\varphi_p + \varphi_k - t \cdot \omega).$  (17)

После подстановки значений  $t_1$ ,  $t_2$  и  $t_3$  в формулу (17), площадь нагнетательного окна коллектора  $S_k$  определяется:

$$S_k = \frac{1}{t_3} \left[ \frac{2R \cdot l \cdot \varphi_p}{2} \cdot \frac{\varphi_p}{\omega} + R \cdot l \cdot \varphi_p \cdot \frac{\varphi_k - \varphi_p}{\omega} \right] = R \cdot l \cdot \frac{\varphi_k \cdot \varphi_p}{t_3 \cdot \omega} = R \cdot l \cdot \frac{\varphi_k \cdot \varphi_p}{\varphi_k + \varphi_p}. \quad (18)$$

Заметим, что действующая площадь нагнетательного окна коллектора меньше геометрической площади и это необходимо учитывать при расчете основных параметров насоса.

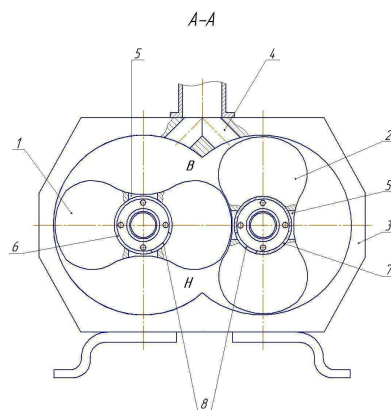
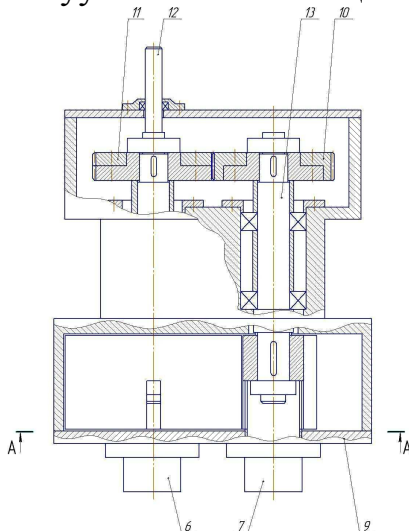
**В третьем разделе** «Методика экспериментальных исследований» представлена программа и методика экспериментальных исследований двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов, приведено планирование эксперимента, представлен экспериментальный стенд (рисунок 12).



1 – двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов; 2 – электродвигатель; 3 – сопло Лаваля; 4 – вентиль для регулирования вакуума; 5 – станина; 6 – вакуумметр; 7 – прибор для измерения давления; 8 – комплект измерительной аппаратуры К-51; 9 – электроизмерительный прибор (ПП-63); 10 – строботаксометр 2ТСт-32-456; 11 – глушитель; 12 – пульт управления

Рисунок 12 – Структурно-функциональная схема экспериментального стенда

Для исследования был спроектирован и изготовлен опытный двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов (рисунок 13). В данном разделе так же рассмотрены особенности изготовления двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.



1 – ведущий циклоидальный ротор; 2 – ведомый циклоидальный ротор; 3 – корпус; 4 – всасывающее окно; 5 – нагнетательное окно; 6 и 7 – полые коллекторы; 8 – выхлопное окно; 9 – крышка; 10 – ведомое зубчатое колесо; 11 – ведущее зубчатое колесо; 12 – ведущий вал; 13 – ведомый вал; B – полость всасывания; H – полость нагнетания

Рисунок 13 – Двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов

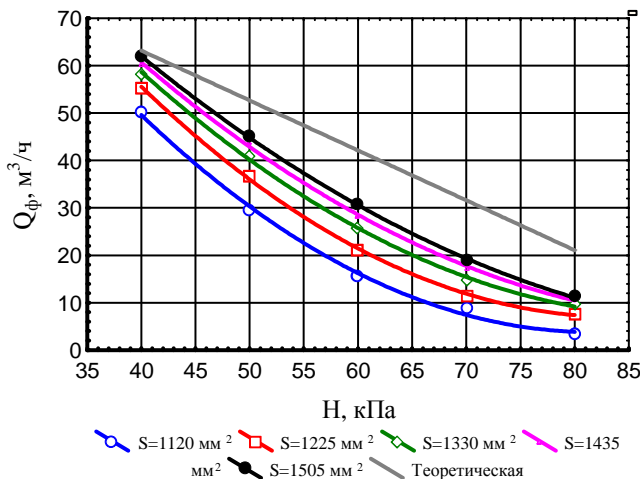
Исследуемый двухроторный вакуумный насос имеет следующие параметры: радиус основной окружности  $R_0=44$ мм, длина рабочей части ротора

$L=70$ мм. Исследования проводились при подаче масла в рабочую камеру и без подачи масла в рабочую камеру. Вакуум изменяли в пределах от 40 до 80 кПа. Измеряли уровень шума создаваемого вакуумным насосом с помощью шумомера – анализатора спектра звука «ОКТАВА 101-АМ».

Для обработки лабораторных и производственных исследований использовалось современное программное обеспечение, в частности «Statistika-6».

В четвертом разделе «Анализ результатов экспериментальных исследований двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов» приведены результаты лабораторных и производственных исследований и испытаний.

На подачу и потребную мощность двухроторного вакуумного насоса влияют как площадь нагнетательного окна, так и вакуум. На рисунках 14 и 15 представлены зависимости фактической подачи и потребной мощности от площади нагнетательного окна и вакуума при работе без подачи масла в рабочую камеру.



$$Q_{\phi} = 22,75 + 0,18 \cdot S - 3,3 \cdot H - 0,00032 \cdot S \cdot H - 0,00005 \cdot S^2 + 0,021 \cdot H^2$$

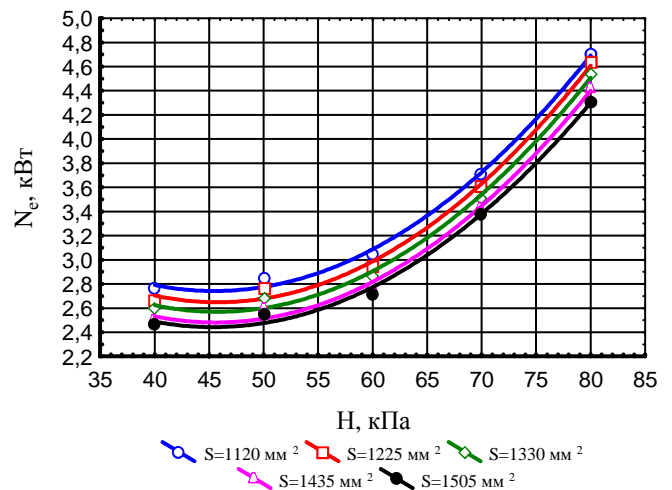
Рисунок 14 – Зависимости фактической подачи  $Q_{\phi}$  от площади нагнетательного окна  $S$  и вакуума  $H$  без подачи масла в рабочую камеру

Анализируя характер изменения подачи и потребной мощности, следует отметить, что с увеличением площади нагнетательного окна и снижением вакуума подача вакуумного насоса увеличивается, а потребная мощность вакуумного насоса уменьшается.

Эффективность насоса связана с объемом перетечек газа через щели. Количество перетечек в свою очередь можно оценить коэффициентом наполнения, который определяется отношением фактической подачи к теоретической.

Экспериментальная зависимость коэффициента наполнения от фактической подачи представлена на рисунке 16.

Как видно из зависимости с увеличением фактической подачи коэффициент наполнения увеличивается. Это связано с тем, что удельные перетечки газа



$$N_e = 1,56 + 0,047 \cdot H - 0,00086 \cdot S$$

Рисунок 15 – Зависимости потребной мощности  $N_e$  от площади нагнетательного окна  $S$  и вакуума  $H$  без подачи масла в рабочую камеру

уменьшаются. Вследствие этого улучшаются характеристики двухроторного вакуумного насоса.

Одним из основных параметров двухроторного вакуумного насоса также является удельная мощность, которая определяется отношением потребной мощности к фактической подаче.

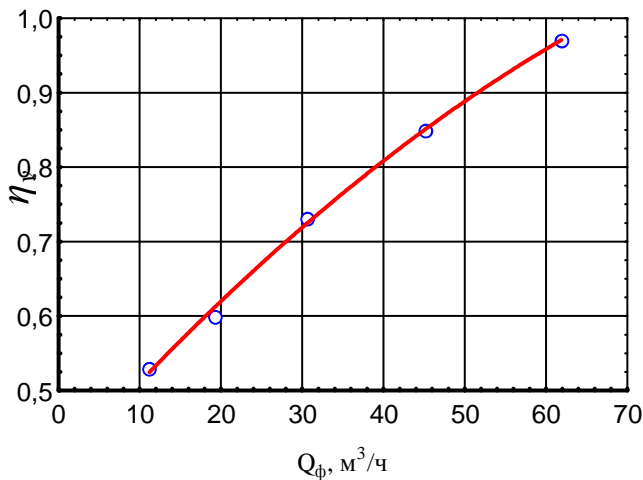


Рисунок 16 - Зависимость коэффициента наполнения от фактической подачи

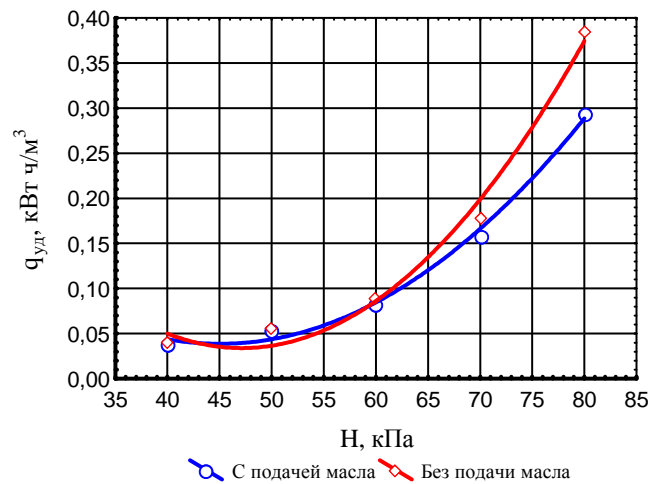


Рисунок 17 – Зависимость удельной мощности от вакуума

Зависимость удельной мощности от вакуума представлена на рисунке 17. Экспериментальные исследования показали, что двухроторный вакуумный насос с циклоидальным профилем роторов при вакууме 50 кПа имеет сравнительно невысокую удельную мощность, которая составляет 0,054...0,056 кВт·ч/м<sup>3</sup>.

На рисунке 18 представлены зависимости температуры нагнетаемого газа и температуры нагрева корпуса двухроторного вакуумного насоса от нагнетательного окна. Анализируя эти данные, можно отметить, что чем больше

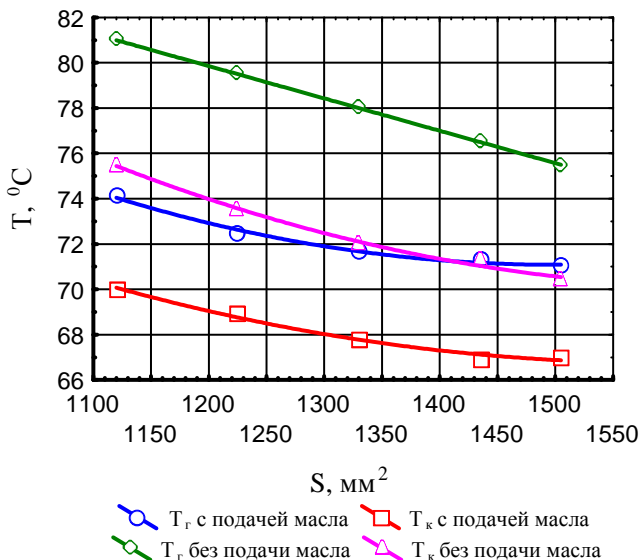


Рисунок 18 – Зависимость температуры нагрева нагнетаемого газа  $T_{\text{г}}$  и корпуса  $T_{\text{к}}$  от площади нагнетательного окна

площади нагнетательное окно, тем меньше степень сжатия газа и тем меньше нагревается нагнетаемый газ.

Условия смазки также влияют на температуру нагнетаемого газа. Из зависимости видно (рисунок 18), что при смазке температура нагнетаемого газа снижается, что является вполне закономерным явлением. Отвод тепла в атмосферу происходит в газожидкостной смеси.

**В пятом разделе «Технико-экономическое обоснование конструкции двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов»** приведены результаты расчетов технико-

экономических и энергетических показателей разработанной конструкции двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов.

## **ОБЩИЕ ВЫВОДЫ**

1. Анализ результатов теоретических исследований и конструкций вакуумных насосов показал, что энергоемкость процесса создания вакуума, главным образом зависит от выбора их параметров. Поэтому обоснование параметров и режима работы вакуумных насосов является актуальной задачей для совершенствования технических средств машинного доения.

2. Разработана теоретическая основа расчета и проектирования двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов и испытана технология их профилирования. Разработаны математические модели (6, 10, 11, 18), позволяющие определить подачу, момент сопротивления, мощность и площадь нагнетательного окна.

3. Спроектирован и изготовлен двухроторный вакуумный насос (патент РФ № 2382905) с пониженной энергоемкостью и повышенной подачей. На основании теоретических и экспериментальных исследований обоснованы конструктивно-технологические параметры и режим работы вакуумного насоса. При подаче вакуумного насоса  $45 \text{ м}^3/\text{ч}$ , радиус основной окружности ротора равен 44 мм, длина рабочей части ротора 70 мм, площадь выхлопного окна коллектора  $1505 \text{ мм}^2$ , частота вращения ведущего вала  $2820 \text{ мин}^{-1}$ , вакуум 50 кПа.

4. На основе лабораторно-производственных исследований установлено, что подача разработанного вакуумного насоса увеличилась на 15%, прямые затраты энергии снижены до 36% по сравнению с базовым вакуумным насосом УВД-10.000. При этом удельная мощность при вакууме 50 кПа составляет  $0,054 \dots 0,056 \text{ кВт ч/м}^3$ , уровень шума – 61 дБ.

5. Производственная проверка разработанного насоса подтвердила целесообразность и эффективность его применения. Ожидаемый экономический эффект от использования двухроторного вакуумного насоса составит 184617 рублей (в ценах 2009 г). Срок окупаемости его составит менее 0,5 года. Коэффициент энергетических затрат равен 0,78.

## **ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:**

### **В журналах, рекомендуемых ВАК:**

1. Гаязиев, И.Н. Вакуумный насос для доильных установок / И.Н. Гаязиев, Р.Р. Лукманов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. - № 10. – С. 12-14.

2. Гаязиев, И.Н. Энергетический расчет двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов / И.Н. Гаязиев, Б.Г. Зиганшин, И.Е. Волков // Вестник Казанского ГАУ, 2010. – №1(15). – С. 155-158.

### **В материалах международных конференций и других изданий:**

3. Гаязиев, И.Н. Эффективный вакуумный насос для доильных установок / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков, А.М. Шагиахметов // Молодые ученые агропромышленному комплексу: сб. ст. АН РТ. – Казань, 2004. – С. 682 – 684.

4. Гаязиев, И.Н. К определению производительности двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков, А.М. Шагиахметов // Молодые ученые агропромышленному комплексу: сб. ст. АН РТ. – Казань, 2004. – С. 692–695.

5. Волков, И.Е. Аналитический метод определения момента сопротивления двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов / И.Е. Волков, И.Н. Гаязиев // Актуальные вопросы механизации и технического сервиса в сельском хозяйстве. – Казань: Изд-во КГСХА, 2005. Т.72. – С. 27-31.

6. Волков, И.Е. Расчет нагнетательных окон двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов / И.Е. Волков, И.Н. Гаязиев // Труды инженерных факультетов казанского государственного университета, посвященные 55-летию ФМСХ. – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2006. – С. 132-138.

7. Гаязиев, И.Н. Повышение эффективности двухроторных вакуумных насосов с циклоидальным профилем роторов / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин, А.А. Мустафин, Р.Р. Лукманов // Труды XIV международного симпозиума по машинному доению сельскохозяйственных животных. – Углич, 2008. – С. 205-210.

8. Гаязиев, И.Н. Расчет энергетических и конструктивных параметров двухроторного вакуумного насоса с циклоидальным профилем роторов / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков // Роль аграрной науки в инновационном развитии агропромышленного комплекса. Материалы международной конференции, посвященной 90 летию агрономического факультета Казанского ГАУ. – Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2009. – С. 227-231.

9. Патент РФ № 2382905. Насос вакуумный двухроторный / И.Н. Гаязиев, И.Е. Волков, Б.Г. Зиганшин. Заявлено 29.04.2008; Опубликовано 27.02.2010, Бюлл. №6.

\*

Особая благодарность выражается д.т.н., профессору кафедры «Электрификация СХП и МЖ» Волкову И.Е. за консультацию и поддержку при написании диссертационной работы.