

На правах рукописи



Фадюшин Денис Вячеславович

**ПОВЫШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ  
МАШИН ЗА СЧЕТ МОДИФИКАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ  
ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА**

Специальность: 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Челябинск – 2022 г.

Работа выполнена на кафедре «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» в ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет»

Научный Руководитель

**Волков Глеб Юрьевич**

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» ФГБОУ ВО «Курганский государственный университет», г. Курган.

Официальные оппоненты:

**Трубачев Евгений Семенович**

доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Конструкторско-технологическая подготовка машиностроительных производств» ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова», г. Ижевск.

**Сызранцев Владимир Николаевич**

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности» ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет», г. Тюмень.

Ведущая организация:

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет», г. Томск.

Защита состоится «25» мая 2022 года в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09, созданного на базе ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351) 267-91-23, E-mail: [D.212.298.09@mail.ru](mailto:D.212.298.09@mail.ru).

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке Южно-Уральского государственного университета и на его официальном сайте: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/fadyushin-denis-vyacheslavovich>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью организации, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета Д 212.298.09.

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук, доцент



Абызов А.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность.** Объемные пневмомашин (компрессоры, вакуумные насосы, пневмодвигатели) получили широкое распространение. Применяют разные схемы: поршневые, шибберные, шестеренные, винтовые, все они имеют свои преимущества и недостатки. Среди прочих схем объемных машин известны планетарно-роторные машины (ПРМ) с плавающими сателлитами. Принципиальные достоинства ПРМ заключаются в отсутствии нагруженных кинематических пар скольжения, и отсутствии влияния износа зубьев на герметичность рабочих камер.

ПРМ известны достаточно давно, однако промышленное производство подобных машин организовано на единственном в мире предприятии «Гидромех» в Польше. Там мелкими сериями выпускают гидромоторы на базе ПРМ. Причиной малого распространения ПРМ являются трудности обработки некруглых зубчатых колес, недостатки существующих методик расчета, а также то обстоятельство, что ПРМ не могут выдержать давления среды, на которых работают современные гидроприводы. Заметим, что для пневматических машин давления среды до 5-10 МПа (50-100 атм.), которое уверенно выдерживает ПРМ, вполне достаточно, однако отсутствуют конструкции ПРМ, обеспечивающие необходимую степень сжатия рабочей среды.

В таком случае, для улучшения характеристик пневмомашин, актуальной является задача модификации схем ПРМ, которая обеспечит повышение степени сжатия, а также модернизация соответствующих методик расчета.

**Степень разработанности темы.** Известно достаточно большое количество схем ПРМ по патентам ученых: D. Herman, K.W. Charles, D. Sieniawski (США), B. Sieniawski, J. Potulski (Польша), Zhang Quan, Jian Dong, Wu Xutang, Chen Guo-Qiang, Dou Lihong, Xie Yong, Menghe Zhang, Xu Honghao, Zhenhui Luan, Dong Yuhui, Wei Xu, Gao Wenhe, Shubo Wang, Jiansheng Li, Yuan Yongzhuang, (Китай), J.A. Halliwell (Великобритания), Ishizaki Yoshikimi (Япония), Н.И. Костиков, Ан И-Кан, Г.Ю. Волков и др. Несмотря на это, практическое использование подобных машин было крайне ограничено.

Основы теории синтеза профилей зубьев некруглых колес заложены Ф.Л. Литвиным. Вопросами профилирования некруглых зубчатых колес с применением компьютерного моделирования, а также их изготовлением на станках с ЧПУ занимались следующие авторы: A. Lozzi (Австралия), T. Hasse (Германия), S. William, D. Barkah (США), I. Zarebski, P. Krawiec, A. Marlewski, T. Sałaciński (Польша), J. Dorić, I. Klinar, M. Dorić (Сербия), V. Marius, L. Andrei (Румыния), S. Medvecká-Beňová (Словакия), B. Laczik (Венгрия), G. Danieli (Италия), Biing-Wen Bair, Chung-Biau Tsay (Тайвань), W. Tingting (Китай), А.П. Падалко, С.О. Киреев. Геометрия планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами рассмотрена в работах D. Mundo (Италия), Jiangang Li (Китай).

Вопросы геометрического проектирования некруглых зубчатых колес ПРМ исследованы российским ученым Ан И-Каном, однако предложенная им методика расчета сложна и не доведена до инженерного уровня. Более простой метод геометрического расчета ПРМ был предложен Г.Ю. Волковым в Курганском государственном университете. Этот метод нашел развитие в публикациях

Д.А. Курасова, М.В. Горбунова и В.В. Смирнова. В своей кандидатской диссертации В.В. Смирнов систематизировал критерии качества различных схем ПРМ и предложил использовать для изготовления некруглых зубчатых колес пакетно-лазерную технологию, им также показано, что диапазон рабочих давлений ПРМ оптимален для их использования в качестве пневмомашин. Предлагаемая диссертационная работа является непосредственным продолжением работы научной школы Курганского государственного университета.

**Цель** диссертационной работы заключается в повышении характеристик ПРМ, используемых в качестве пневмомашин, за счет уменьшения остаточных объемов и увеличения площади сечения подводящих каналов.

#### **Основные задачи исследований.**

1. Уточнение метода геометрического проектирования некруглых зубчатых колес ПРМ (применяемых как в гидравлических, так и пневматических машинах) и корректировка соответствующей инженерной методики.
2. Разработка алгоритма геометрического расчета планетарных круглозвенных механизмов с одинаковым числом зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления.
3. Разработка методики расчета ПРМ с «выстоями» плавающих сателлитов\*).
4. Разработка методики расчета параметров подводящих каналов в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни ПРМ.
5. Анализ инерционных сил, действующих на сателлиты, при работе ПРМ.
6. Разработка конструкций и испытание модельных (лабораторных) образцов вакуумного насоса и компрессора на базе ПРМ с разностью чисел волн центральных колес 1 и 0.
7. Разработка рекомендаций к использованию ПРМ в пневмомашинах.

**Область исследования.** Диссертационная работа выполнена в соответствии с пунктами 1. «Теория и методы исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения, способы управления этими процессами»; 2. «Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин» и 4. «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования» паспорта специальности 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

**Объект исследования** – рабочий механизм ПРМ с плавающими сателлитами.

**Предмет исследования:** методы геометрического расчета элементов ПРМ; влияние на работу ПРМ инерционных сил; определение рациональных геометрико-кинематических параметров ПРМ для компрессоров и вакуумных насосов.

#### **Научная новизна работы:**

1. Уточнение метода геометрического расчета некруглых зубчатых колес ПРМ, достигаемое за счет перехода в единую систему отсчета, связанную с мнимым водилом.
2. Метод определения положения и размеров подводящих каналов в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни ПРМ.

---

\*) термин «выстой сателлитов» введен по аналогии с кулачковыми механизмами – в фазе «выстоя» радиальная скорость центра сателлита равна 0.

3. Впервые выявленный эффект повышения структурной устойчивости ПРМ с одинаковым числом волн центральных колес за счет сил инерции, действующих на спутник.

**Практическую значимость имеют следующие результаты:**

1. Уточненная инженерная методика геометрического расчета некруглых зубчатых звеньев ПРМ, не требующая промежуточных геометрических построений и корректировок.
2. Методика геометрического расчета круглозвенных планетарных механизмов с одинаковым числом зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления.
3. Методика геометрического расчета ПРМ с «выстоями» спутников.
4. Критерий оценки эффективности подводных каналов ПРМ – отношение полезного объема рабочей камеры к площади сечения канала и среднему диаметру эпициклического колеса.
5. Разработанные конструкции пневмомашин с «выстоями» спутников, и машин с каналами в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни.
6. Рекомендации к использованию ПРМ в пневмомашинах.

**Методы исследований, достоверность и обоснованность результатов.**

Исследования базируются на положениях теоретической механики, теории механизмов и теории зубчатых зацеплений. При выполнении расчетов используются системы компьютерной математики «MathCAD». Проектирование профилей зубчатых венцов выполняется в графической системе «КОМПАС-3D». Экспериментальное изготовление некруглых зубчатых колес на лазерных комплексах GCC Spirit LS60 и DW-1325 YAG650W. Испытание лабораторных моделей ПРМ в режимах вакуумного насоса и компрессора осуществлялись с использованием современной измерительной аппаратуры.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Уточненный метод геометрического расчета некруглых зубчатых звеньев ПРМ и соответствующая инженерная методика.
2. Методики геометрического расчета планетарного механизма с одинаковым числом зубьев центральных колес и с «выстоями» плавающих спутников.
3. Методика расчета каналов в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни ПРМ.

**Апробация работы.** Основные положения диссертационной работы обсуждались на IX научно-практической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения» (Ижевск, 2017 г.); на Региональной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Молодежь Зауралья III тысячелетия» (Курган, 2019 г.); на конференции II International Scientific Conference on Advanced Technologies in Aerospace, Mechanical and Automation Engineering - MIST: Aerospace – 2019 (Красноярск, 2019 г.); на всероссийской научно-технической конференции, посвященной 120-летию машиностроения Зауралья (Курган, 2020 г.); на международной научно-практической конференции «Инженерное обеспечение в реализации социально-экономических и экологических программ АПК» (Курган, 2021 г.); на международном форуме «Теория и практика механизмов и машин памяти профессора Вениамина Иосифовича Гольдфарба» (Ижевск, 2021 г.); на

конференции II International Conference ICMSIT-II-2021: International conference on metrological support of innovative technologies (Красноярск, 2021 г.).

Работа выполнялась при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта №19-48-450001 «Исследование и совершенствование рабочих механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами».

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 15 работ, в том числе 7 статей в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК, 2 статьи в журналах, индексируемых базой Scopus, получено 3 патента на изобретения и полезные модели.

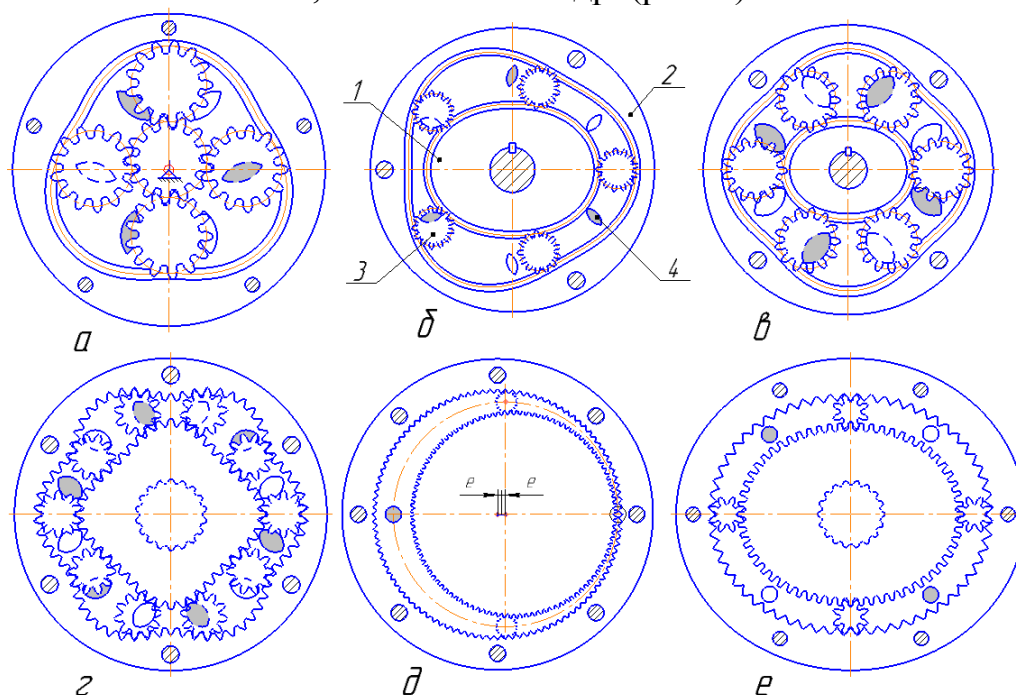
**Структура и объём работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка использованной литературы, включающего 125 наименований. Работа изложена на 139 страницах машинописного текста, содержит 59 рисунков, 16 таблиц и 2 приложения.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность проведённого исследования, сформулированы цели и задачи диссертационной работы, её научная новизна, практическая ценность, объект и предмет исследования, основные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** «Принципиальные конструкции и основные свойства объемных машин» выполнен краткий обзор широко применяющихся механизмов объемных гидро- и пневмомашин, а также рассмотрены известные конструкции планетарно-роторных машин (ПРМ) с плавающими сателлитами.

Авторами основных конструкций ПРМ были Dock Herman, Zhang Quan, Bohdan Sieniawski Ан И-Кан, Г.Ю. Волков и др. (рис. 1).



1 – солнечная шестерня; 2 – эпициклическое колесо;  
3 – плавающие сателлиты; 4 – подводные каналы

**Рис. 1. Основные известные схемы ПРМ**

В качестве основного классификационного признака схем ПРМ принято использовать соотношение количества волн солнечной шестерни  $M$  и эпициклического колеса  $N$ . В данной диссертационной работе показано, что определяющее значение имеет их разность  $(N-M)$  – табл. 1. Практическое значение имеют схемы с разностью  $N-M$ : 2, 1, 0.

Таблица 1 – Классификация ПРМ

$N \backslash M$	1	2	3	4
1	Г.Ю. Волков Рис. 1д			
2	Jian Dong Xutang Wu	Г.Ю. Волков Рис. 1е		
3	D. Herman Рис. 1а	Zhang Quan Рис. 1б	Г.Ю. Волков	
4		Ан И-Кан Рис. 1в	B. Sieniawski	
5				
6				D. Sieniawski Рис. 1г

Основным препятствием для широкого применения ПРМ была сложность изготовления некруглых зубчатых колес. Ранее авторы Х.Ф. Кетов, Ф.Л. Литвин, Г.Г. Павлов рассматривали возможность использования пантографов. В работах Ан И-Кана предлагаются конструкции специальных приспособлений к зубообрабатывающим станкам. Развитие технологий, основанных на ЧПУ: электроэрозионная, гидроабразивная и лазерная резка – существенно упрощает задачу изготовления деталей ПРМ.

Другое препятствие для производства ПРМ, заключается в сложности соответствующих расчетов, этому вопросу посвящена следующая глава.

**Во второй главе «Расчеты и проектирование ПРМ»** проанализированы существующие методы расчета и проектирования ПРМ, указаны недостатки этих методов и внесены определенные поправки.

Вопросы теории геометрического проектирования некруглых колес ПРМ рассмотрены в работах Ф.Л. Литвина, Biing-Wen Bair, JianGang Li, Igor Zarebski и др. Непосредственно геометрическим синтезом звеньев ПРМ занимались Ан И-Кан, Domenico Mundo, Bohdan Sieniawski, Zhang Quan, Han Xinghui, и др.

До уровня инженерных методик геометрическое проектирование ПРМ доведено в работах Г.Ю. Волкова и В.В. Смирнова.

1. На первом этапе выбираются параметры прототипа проектируемой ПРМ – исходного круглозвенного механизма: числа зубьев  $Z_1; Z_2; Z_3$ , коэффициенты смещения  $X_1; X_2; X_3$ , а также модуль  $m$  и межосевое расстояние  $a_w = r_0$ .

2. На втором этапе задаются числа волн центральных колес  $M$  и  $N$ , и характер циклической функции  $F$ , определяющей траектории центра сателлита в системах координат, связанных с каждым из колес 1 и 2.

$$r_1(\varphi_1) = r_0 \cdot (1 + k_H \cdot F(M \cdot \varphi_1)); \quad (1)$$

$$r_2(\varphi_2) = r_0 \cdot (1 + k_H \cdot F(N \cdot \varphi_2)), \quad (2)$$

где  $r_1(\varphi_1)$  и  $r_2(\varphi_2)$  – радиус-векторы траекторий центра сателлита;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – текущие углы поворота мнимого водила в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями;  $k_H$  – коэффициент «некруглости» траекторий, зависящий от угла  $\lambda_{max}$  удержания сателлита. При использовании центральных колес с нулевым коэффициентом смещения:

$$k_H = \frac{2(Z_3 + 2X_3 - 2,5)}{Z_1 + Z_2}. \quad (3)$$

3. Далее для множества положений центра сателлита на траектории, рассчитываются углы  $\varphi_c$  поворота сателлита относительно данного центрального колеса:

$$\varphi_{c1(2)} = \left(1 \pm \frac{Z_{1(2)}}{Z_3}\right) \cdot \xi_{1(2)} \cdot \int_0^{\varphi} \sqrt{(r_{1(2)}(\varphi_{1(2)}))^2 + (r'_{1(2)}(\varphi_{1(2)}))^2} d\varphi, \quad (4)$$

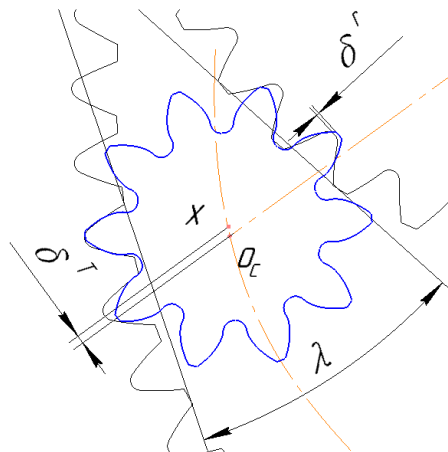
где  $r'_{1(2)}(\varphi_{1(2)})$  – производная соответствующей функции  $r_1(\varphi_1)$  или  $r_2(\varphi_2)$ ;

$\xi_{1(2)}$  – коэффициент, учитывающий изменение длины данной центральной траектории по сравнению с окружностью:

$$\xi_{1(2)} = \frac{2\pi \cdot r_0}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(r_{1(2)}(\varphi_{1(2)}))^2 + (r'_{1(2)}(\varphi_{1(2)}))^2} d\varphi}. \quad (5)$$

Для каждого из центральных колес создается массив параметров:  $\varphi$ ;  $r(\varphi)$ ;  $\varphi_c$ , используя который, путем огибания профиля сателлита можно построить контуры центральных звеньев.

В процессе использования методики Г.Ю. Волкова, В.В. Смирнова выяснилось, что при малых числах волн  $N$ ,  $M$  и максимальных углах  $\lambda_{max}$  удержания сателлита данная методика дает некоторую погрешность  $\delta$  (см. рис. 2), вызывающая «подклинивание». Причиной является то, что венцы центральных колес строятся «по отдельности».



**Рис. 2. Положение сателлита в «критической» фазе движения**



Для устранения упомянутой погрешности в методику Г.Ю. Волкова и В.В. Смирнова внесено уточнение. В процессе профилирования венцы обоих центральных колес должны огибать сателлит, совершающий одно общее движение. Для этого при построении профилей центральных колес следует перейти от углов поворота сателлита  $\varphi_{c1}$ ,  $\varphi_{c2}$  относительно обоих центральных колес к углам его поворота относительно мнимого водила  $\varphi_{c1,h}=(\varphi_{c1} - \varphi_1)$ ;  $\varphi_{c2,h}=(\varphi_{c2} - \varphi_2)$ . При соблюдении условия  $\varphi_2 = M/N\varphi_1$  разница  $\Delta_i$  углов  $\varphi_{c1,h}$  и  $\varphi_{c2,h}$  составит:

$$\Delta_i = (\varphi_{c1} - \varphi_1) - (\varphi_{c2} - \varphi_2). \quad (6)$$

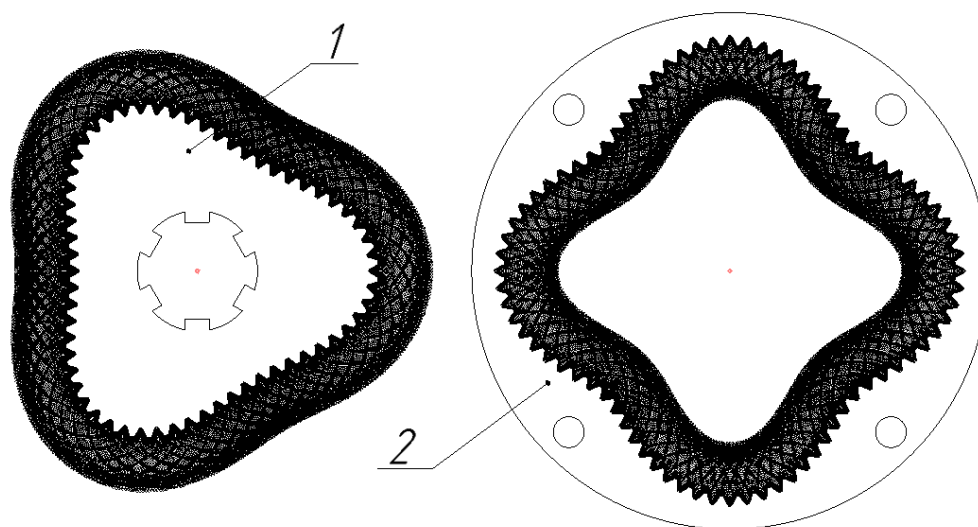
Разницу  $\Delta_i$  целесообразно распределить поровну и добавить к углу поворота сателлита относительно каждого из центральных колес (см. таблицу 2):

$$\varphi_{c1}^{nev} = (\varphi_{c1} - \Delta_i/2); \quad \varphi_{c2}^{nev} = (\varphi_{c2} + \Delta_i/2). \quad (7)$$

Таблица 2 – Уточненные параметры, характеризующие закон движения сателлита относительно центральных зубчатых колес

Общий параметр	Солнечная шестерня		Эпицикл		Разность углов $\Delta_i = (\varphi_{c1} - \varphi_{c2}) - (\varphi_1 + \varphi_2)$	Окончательно	
	$r_1$	$\varphi_1$	$\varphi_{c1}$ (предворит.)	$\varphi_2 = \varphi_1 M/N$		$\varphi_{c2}$ (предворит.)	$\varphi_{c1}^{nev}$
40,584	$0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$	$0^\circ$
40,583	$0,4^\circ$	$3,069^\circ$	$0,3^\circ$	$-2,226^\circ$	$0,144^\circ$	$2,997^\circ$	$-2,297^\circ$
40,580	$0,8^\circ$	$6,139^\circ$	$0,6^\circ$	$-4,451^\circ$	$0,287^\circ$	$5,995^\circ$	$-4,595^\circ$
...	...	...	...	...	...	...	...
35,291	$30^\circ$	$228,518^\circ$	$22,5^\circ$	$-170,635^\circ$	$5,382^\circ$	$225,826^\circ$	$-173,326^\circ$
...	...	...	...	...	...	...	...
26,012	$60^\circ$	$420^\circ$	$45^\circ$	$-315^\circ$	$0^\circ$	$420^\circ$	$-315^\circ$

4. На заключительном этапе проектирования используются графические программы, (например, КОМПАС). Сателлит строится во множестве положений, а профиль соответствующего некруглого зубчатого венца находится как огибающая семейства кривых-профилей сателлита (рис. 3).



1 – солнечная шестерня; 2 – эпициклическое колесо  
Рис. 3. Получение профилей зубчатых венцов ПРМ

Силовой анализ механизма ПРМ в статической постановке выполнен Ан И-Каном. Им же разработана методика расчета максимального давления среды по условию прочности зубьев. Используя эту методику, В.В. Смирнов пришел к выводу, что для самых прочных материалов зубьев при длительной работе ПРМ давление среды не может превышать 10-11 МПа. Заметим, что современные гидроприводы работают на существенно более высоких давлениях, но для пневматических машин такого давления вполне достаточно.

В данной диссертационной работе были учтены также инерционные силы (таблица 3), действующие на сателлиты. Величины этих сил зависят от угловой скорости  $\omega_h$  мнимого водила; массы  $m$  и момента инерции  $J$  сателлита; текущего угла поворота  $\varphi_2$  мнимого водила; радиальных размеров механизма ( $r_0$ ) и других параметров.

Таблица 3 – Инерционные силы, действующие на сателлиты

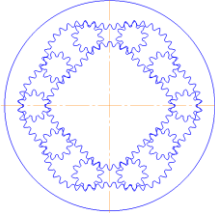
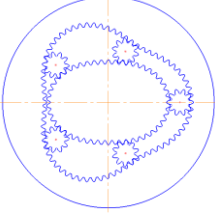
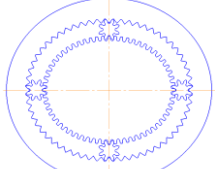
Параметр	Формула
Центробежная сила $F_c$	$F_c = m \cdot \omega_h^2 r = r_0 \cdot (1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)) \cdot \omega_h^2 \cdot m$
Кориолисова сила $F_k$	$F_k = 2\omega_h^2 \cdot r_0 \cdot k_H \cdot N \cdot \sin(N \cdot \varphi_2) \cdot m$
Относительная радиальная сила $F_r$	$F_r = \omega_h^2 \cdot r_0 \cdot k_H \cdot N^2 \cdot \cos(N \cdot \varphi_2) \cdot m$
Момент инерции $M_j$ , действующий на сателлит	$M_j = \omega_h^2 \cdot \frac{r_0}{r_3} k_H \cdot N \cdot \sin(N \cdot \varphi_2) \cdot J = 2 \cdot F_j \cdot r_3$ , где $F_j \approx \omega_h^2 \cdot \frac{r_0}{4} k_H \cdot N \cdot \sin(N \cdot \varphi_2) \cdot m$

Анализ показал, что в случае гидравлических машин, работающих при достаточно больших давлениях, силами инерции можно пренебречь. В некоторых пневматических машинах, в особенности вакуумных насосах, влияние этих сил ощутимо, но они играют положительную роль.

Важнейшей характеристикой схем ПРМ является остаточные (вредные) объемы рабочих камер. В качестве критерия оценки схем по этому признаку используем отношение  $\varepsilon$  максимального объема к минимальному. Остаточный объем рабочей камеры складывается из объема во впадинах зубьев и объема, заключенного между вершинами зубьев колес, образующих замкнутый контур. Для уменьшения остаточного объема необходимо максимально сблизить вершины зубьев центральных колес. Решающим фактором для минимизации остаточных объемов ПРМ является разница чисел волн N-M. Желательное сближение поверхностей центральных колес возможно только для ПРМ N-M=1 и N-M=0. Ни в одной схеме, где разница  $N-M \geq 2$ , такое сближение не достигается (табл. 4).

Подробному изучению вопросов, связанных с проектированием и использованием ПРМ типа N-M=1 и N-M=0 в пневмомашин, посвящены последующие главы диссертационной работы.

Таблица 4 – Расчетная оценка углов  $\lambda_{\max}$  и коэффициентов  $\varepsilon$  изменения объема для ПРМ с «гармоническими волнами» центральных колес

Схема	N-M	$\{\lambda_{\max}\}$ (по условию касания)	$\lambda_{\max}$ (фактически)	$\varepsilon$
	3-1	84,5°	42,25°	1,9
	4-2			2,35
	6-4			2,5
	8-6			2,55
	10-8			2,55
	2-1	42,25°	42,25°	3,45
	3-2			3,9
	4-3			4,05
	5-4			4,15
	6-5			4,15
	10-9			3,95
	1-1	8,45°	8,45°	3,2
	2-2	16,9°		3,5
	3-3	25,36°		3,75

**Третья глава** «ПРМ с числами волн ротора и статора, отличающимися на единицу ( $N-M=1$ )» посвящена решению задач повышения степени сжатия рабочей среды и увеличения площади сечения подводных каналов.

Возможность снижения остаточных объемов рабочих камер ПРМ  $N-M = 1$ , за счет увеличения коэффициента  $k_H$  некруглости центроид, ограничена касанием вершин зубьев центральных колес в опасной зоне (рис. 4). Однако, как правило, имеет место «запас» по коэффициенту торцевого перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  в зацеплениях сателлита с центральными колесами. Это обстоятельство позволяет «срезать» в опасной зоне вершины зубьев колес 1 и 2 концентрическими окружностями  $r_{a1}^*$ ,  $r_{a2}^*$ , но так чтобы коэффициент  $\varepsilon_\alpha$  торцевого перекрытия в зацеплениях не стал ниже допустимого значения (например  $\varepsilon_\alpha=1,1$ ). В диссертации предложен соответствующий алгоритм модифициции геометрических параметров механизма.

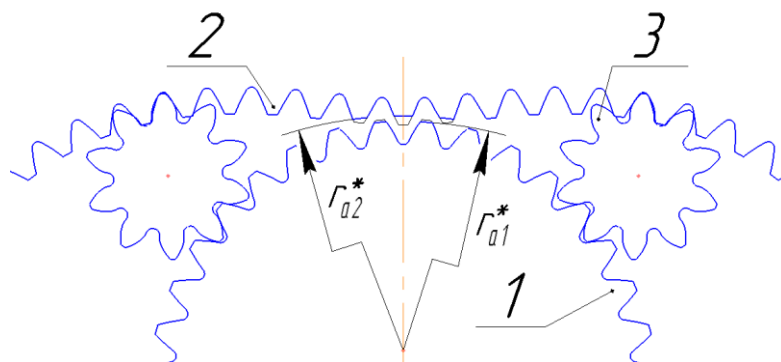
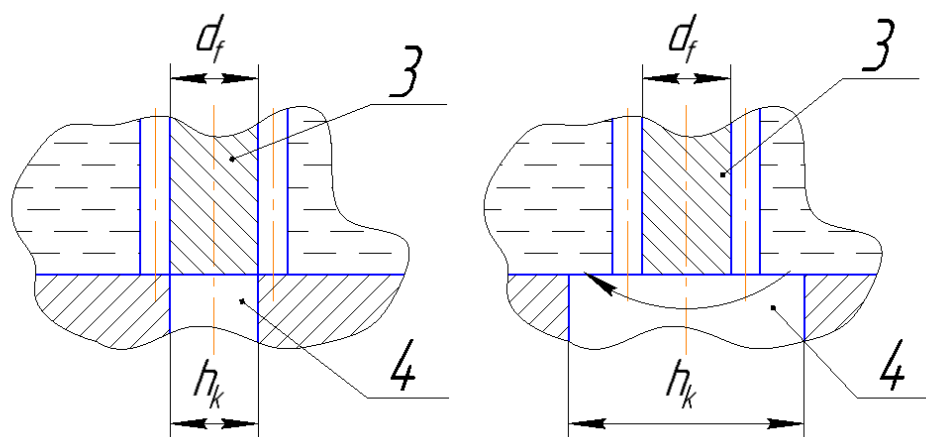


Рис. 4. ПРМ 3-2 после модифициции

В случае ПРМ 3-2 при  $Z_3 = 10$  таким приемом удалось увеличить степень сжатия от 3,9 до 4,7, в схеме 4-3 – от 4,05 до 5,74 в схеме 5-4 – от 4,15 до 5,9.

В схемах  $N-M = 1$  каналы, выполненные в торцовых стенках эпицикла, имеют слишком малую площадь. Так, например, в ПРМ 3-2 эта площадь меньше, чем площадь каналов в схеме 6-4 в 14 раз. Авторы некоторых патентов предлагали выполнить каналы в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни, однако методики определения размеров и расположения таких каналов до сих пор не существовало.

Решая данную задачу, мы сформулировали три ограничения, касающиеся каналов: 1) отсутствие замкнутых объемов (к пневмомашинам оно не относится); 2) недопустимость одновременного открытия входного и выходного канала в одной камере; 3) исключение перетекания среды между соседними камерами (под сателлитом) (рис. 5). На это последнее условие исследователи ранее не указывали.

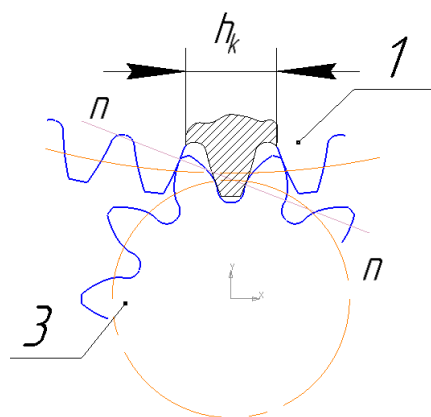


а - правильно

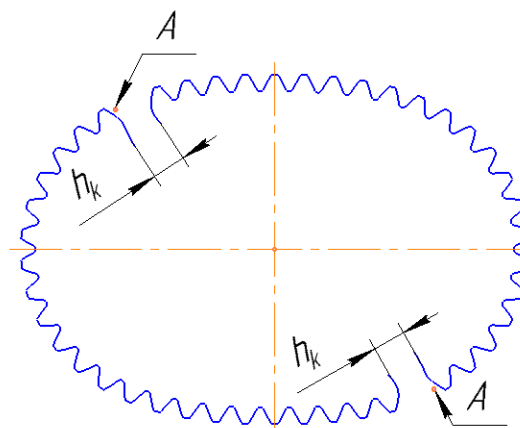
б - недопустимо

**Рис. 5. Перетекание рабочей среды через канал «под сателлитом»**

Применительно к схеме  $N-M=1$  третье условие сводится к ограничению ширины  $h_k$  каналов в цилиндрической поверхности солнечной шестерни (рис. 6). Ширина канала должна быть соизмерима с одним шагом зубьев:  $h_k = 3,14 \cdot m$ .



**Рис. 6. «Щель», полученная удалением одного зуба солнечной шестерни**



**Рис. 7. Солнечная шестерня ПРМ 3-2 с каналами в цилиндрической зубчатой поверхности**

С учетом того, что канал на цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни распространяется не на всю ширину камеры, а, например, на ее половину  $b/2$ , для рассматриваемого случая, получаем площадь сечения канала  $S_{Ki} = 2bm$ . На центроиде солнечной шестерни канал занимает положение, наиболее близкое к расчетной точке  $A$  (рис. 7), методика нахождения которой рассмотрена в диссертации.

Для корректной, универсальной оценки эффективности процесса комутации среды введем критерий  $K_{WS}$  – отношение полезного объема  $W_i$  одной рабочей камеры к площади  $S_{Ki}$  сечения канала и среднему диаметру  $d_{w2}$  эпицикла:  $K_{WS} = W_i / S_{Ki} \cdot d_{w2}$ .

В таблице 5 значения критерия  $K_{WS}$  приведены для ПРМ с каналами в торцевой стенке эпицикла и цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни. Коэффициент  $\psi_{bd}$  – это отношение ширины  $b$  камеры к среднему диаметру  $d_{w2}$  эпициклического колеса:  $\psi_{bd} = b/d_{w2}$ .

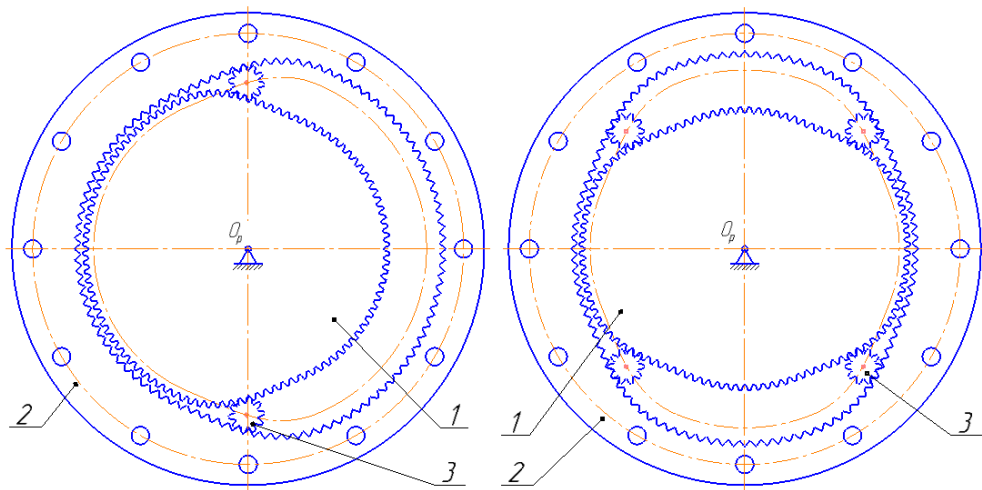
Таблица 5 – Относительные показатели размера каналов ПРМ

Схема	Каналы в торце «N»			Каналы в цилиндре «M»
	$K_{WS}$			
	$\psi_{bd} = 0,1$	$\psi_{bd} = 0,25$	$\psi_{bd} = 0,4$	$K_{WS}$ (при $Z_2 = 80$ )
6-4	0,25	0,62	0,99	-
5-4	1,16	2,9	4,6	1,17
4-3	1,55	3,9	6,2	1,83
3-2	3,48	8,7	14,0	3,25
2-1	$\infty$	$\infty$	$\infty$	7,3

Очевидно, что чем шире камера, тем больший объем рабочей среды должен пройти через сечение канала в торцевой стенке эпицикла за один цикл работы ПРМ. При расположении канала в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни от ширины камеры относительная пропускная способность канала не зависит. Для всех схем  $N-M=1$  каналы в цилиндре «M» эффективнее, чем в торце «N». Отметим также, что в схемах  $N=M$  каналы в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни выполнить невозможно.

**Четвёртая глава** – «ПРМ с одинаковым числом волн ротора и статора ( $M=N$ )». Наименьшие остаточные объемы в ПРМ можно обеспечить в схемах с одинаковым числом волн ( $M=N$ ) и зубьев ( $Z_1=Z_2$ ) центральных колес при наличии «выстоев» сателлитов (рис. 8).

Первая задача, решаемая в этой главе, заключалась в разработке методики геометрического расчета круглозвенного планетарного механизма с одинаковым числом зубьев центральных колес. Алгоритм решения опирается на те же расчетные формулы, что и ГОСТ 16532-70, ГОСТ 19274-73, но они используются в принципиальной новой последовательности.



**Рис. 8. ПРМ 1-1 и ПРМ 2-2 с «выстоями» сателлитов**

Таблица 6 – Алгоритм геометрического расчета круглозвенного планетарного механизма с одинаковым числом зубьев центральных колес

Параметры зацепления	Формулы
1. Числа зубьев $Z_1; Z_2; Z_3$	$Z_3 \geq 8; Z_1=Z_2 \geq 70;$ при условиях: $Z_1/Z_3 = 9..10; (Z_1 + Z_2)/(M+N) = \text{целое число}$
2. Коэффициенты смещения $X_1; X_3$	$X_3 = (17 - Z_3)/17; X_1 = -0,6..-0,7$
3. Угол зацепления $\alpha_{w1}$ для солнечной шестерни; $a_w$ - межосевое расстояние ( $\alpha$ - угол профиля)	$\begin{cases} \text{inv} \alpha_{w1} = \frac{2 \cdot (X_3 + X_1) \cdot \text{tg} \alpha}{Z_3 + Z_1} + \text{inv} \alpha \\ a_w = \frac{(Z_3 + Z_1) \cdot m \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_{w1}} \end{cases}$
4. Угол зацепления $\alpha_{w2}$ и коэффициент смещения $X_2^*$ для эпициклического колеса	$\begin{cases} \cos \alpha_{w2} = \frac{(Z_2 - Z_3) \cdot m}{2 \cdot a_w} \cdot \cos \alpha \\ X_2 = \frac{(Z_2 - Z_3) \cdot (\text{inv} \alpha_{w2} - \text{inv} \alpha)}{2 \cdot \text{tg} \alpha} + X_3 \end{cases}$
5. Толщины зубьев $S_a$ по вершинам	$S_{a3} = 0,4 \cdot m; S_{a2} = 0,2 \cdot m$
6. Диаметр $d_{a3}$ вершин сателлита и соответствующий угол $\alpha_{a3}$ профиля при вершине	$\begin{cases} S_{a3} = d_{a3} \cdot \left( \frac{\pi/2 + 2X_3 \cdot \text{tg} \alpha}{Z_3} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a3} \right) \\ \cos \alpha_{a3} = \frac{Z_3 \cdot m \cdot \cos \alpha}{d_{a3}} \end{cases}$
7. Диаметр $d_{a2}$ вершин эпициклического колеса и соответствующий угол $\alpha_{a2}$ профиля при вершине	$\begin{cases} S_{a2} = d_{a2} \cdot \left( \frac{\pi/2 + 2X_2 \cdot \text{tg} \alpha}{Z_2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_{a2} \right) \\ \cos \alpha_{a2} = \frac{Z_2 \cdot m \cdot \cos \alpha}{d_{a2}} \end{cases}$
8. Коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha$ во внутреннем зацеплении, $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$	$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_3 \cdot \text{tg} \alpha_{a3} - Z_2 \cdot \text{tg} \alpha_{a2} + (Z_2 - Z_3) \text{tg} \alpha_{w2}}{2 \cdot \pi}$
*) Особенностью планетарных механизмов с $Z_1=Z_2$ является «необычно» большое положительное смещение у эпициклического колеса: $X_2 = +9..15$	

Особенностью процесса геометрического проектирования ПРМ, при наличии «выстоев», является «кусочное» задание профилей некруглых колес. На участках переменного радиуса  $r_{var}$  центральные колеса целесообразно описывать функцией:

$$r_{var} = r_0 \cdot (1 + k_H \cdot \cos(G^* \cdot \varphi)), \quad (8)$$

где  $G^*$  – условное расчётное число волн статора и ротора,  $G^* > M=N$ .

Необходимое значение угла  $\lambda_{max}$  удержания сателлита достигается при:

$$G^* \approx \frac{\lambda_{max} \cdot (Z_3 + 2X_3)}{11 \cdot (Z_3 + 2X_3 - 2,5)}. \quad (9)$$

На рис. 8 принято:  $\lambda_{max} = 32^\circ$ ;  $G^* = 4$ ;  $k_H = 0,072$ . В механизме 1-1 два участка переменного радиуса, в ПРМ 2-2 – четыре участка.

Центровая траектория на участках верхнего и нижнего «выстоя» имеет радиус:

$$r_{max(min)} = r_0 \cdot (1 \pm k_H). \quad (10)$$

Коэффициент  $\xi$ , учитывающий изменение длины центральной траектории по сравнению с длиной траектории соответствующего круглозвенного механизма:

$$\xi = \frac{2\pi \cdot r_0}{\sum l_{cos} + \sum l_{v1} + \sum l_{v2}}, \quad (11)$$

где  $\sum l_{cos}$  – сумма длин участков, изменяющихся по гармоническому закону;

$\sum l_{v1} = \sum (\psi_1 \cdot r_{min})$  и  $\sum l_{v2} = \sum (\psi_2 \cdot r_{max})$  – суммы длин участков нижнего и верхнего «выстоя»;  $\psi_1, \psi_2$  – углы нижнего и верхнего «выстоя».

Для ПРМ 1-1 с «выстоями» сателлитов, формула (11) принимает вид:

$$\xi = \frac{2\pi}{\left( 2 \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(G^* \cdot \varphi))^2 + (G^* \cdot k_H \cdot \sin(G^* \cdot \varphi))^2} d\varphi \right) + (\psi_1) \cdot (1 - k_H) + (\psi_2) \cdot (1 + k_H)}. \quad (12)$$

Угол  $\varphi_{c1}$  поворота сателлита относительно соответствующего центрального колеса на участках «выстоя» определяем по формулам:

$$\varphi_{c1} = \left( 1 + \frac{Z_1}{Z_3} \right) \cdot \xi \cdot \left( \int_0^{\varphi} (1 \pm k_H) d\varphi \right); \quad \varphi_{c2} = \left( 1 - \frac{Z_2}{Z_3} \right) \cdot \xi \cdot \left( \int_0^{\varphi} (1 \pm k_H) d\varphi \right), \quad (13)$$

на участках переменного радиуса:

$$\varphi_{c1(2)} = \left( 1 \pm \frac{Z_{1(2)}}{Z_3} \right) \cdot \xi \cdot \left( \int_0^{\varphi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(G^* \cdot \varphi))^2 + (G^* \cdot k_H \cdot \sin(G^* \cdot \varphi))^2} d\varphi \right). \quad (14)$$

При помощи программного обеспечения MathCAD создаем массивы значений текущего угла  $\varphi$  поворота мнимого водила, радиус-вектора  $r$  и угла поворота  $\varphi_c$  в полярной системе координат отдельно для участков переменного радиуса и «выстоев» таблица 7. Стартовое положение сателлита на участке переменного радиуса должно соответствовать конечному положению сателлита на участке «выстоя».

Таблица 7 – Параметры, характеризующие закон движения спутника относительно центральных зубчатых колес ПРМ 1-1 с «выстоями»

	Общие параметры		Солнечная шестерня	Эпицикл	Разность углов	Окончательно	
	$r_1 = r_2$	$\varphi_1 = \varphi_2$	$\varphi_{c1}$	$\varphi_{c2}$	$\Delta_i = (\varphi_{c1} - \varphi_{c2}) - (\varphi_1 + \varphi_2)$	$\varphi_{c1}^{nev}$	$\varphi_{c2}^{nev}$
Нижний выстой	52,414924	0	0	0	0	0	0
	52,414924	0,5	5,2626950	-4,339415	-0,7501	5,63773	-5,3878
	52,414924	1,0	10,5253901	-8,678830	-1,5002	11,2755	-10,776
	...	...	...	...	...	...	...
«Переменный радиус»	52,414924	67,5	710,463834	-585,82105	-10,3572	715,6424	-591,00
	52,4174021	68,0	715,726715	-590,16062	-10,4339	720,9436	-592,3779
	52,4248310	68,5	720,990714	-594,50111	-10,5104	726,2459	-599,7567
	...	...	...	...	...	...	...
Верхний выстой	60,548275	69,0	726,256924	-598,84345	-10,5865	731,5504	-604,1375
	60,548275	112,5	1231,29173	-1015,2761	-11,7305	1235,7837	-1019,768
	60,548275	113,0	1237,37105	-1020,2889	-11,7970	1241,8297	-1024,748
	60,548275	113,5	1243,45037	-1025,3016	-11,8636	1247,8758	-1029,727
	60,548275	114,0	1249,52969	-1030,3039	-11,9301	1253,9218	-1034,707
...	...	...	...	...	...	...	
60,548275	180	2052	-1692	0	2052	-1692	

Построение профиля венца солнечной шестерни ПРМ 1-1 в соответствии с таблицей 7 показано (рис. 9).

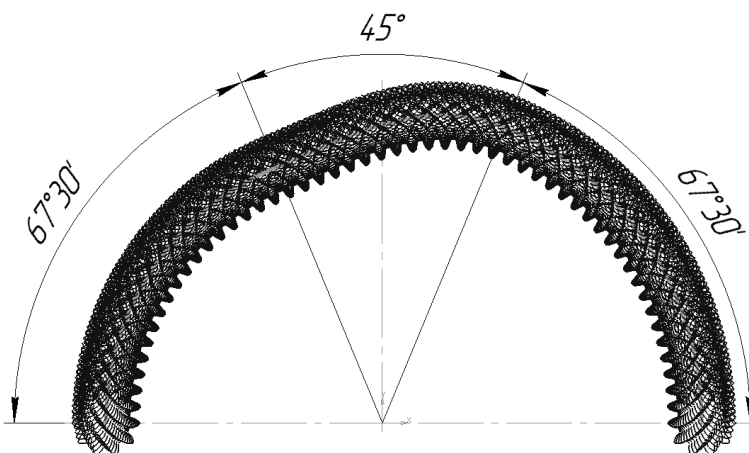


Рис. 9. Построение венца ротора ПРМ 1-1 с «выстоями»

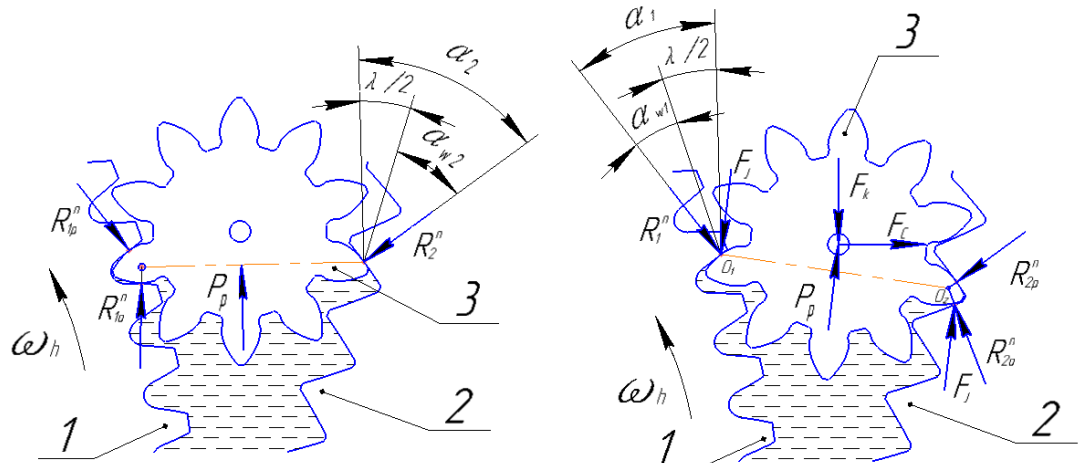
В рассматриваемом примере ПРМ 1-1 (рис.8а) ( $Z_1=104$ ;  $Z_2=104$ ;  $Z_3=10$ ;  $X_1=-0,9$ ;  $X_2=14,5$ ;  $X_3=0,4$ ;  $k_H=0,072$ ;  $\lambda_{max}=32^\circ$ ) геометрический коэффициент сжатия составил  $\varepsilon=7,7$ . Аналогичные построения для схемы ПРМ 2-2 (рис. 8б) дали значение  $\varepsilon=6,3$ . В схеме ПРМ 3-3 можно обеспечить степень сжатия  $\varepsilon=5,5-6,0$ , в схеме 4-4 –  $\varepsilon=4,8-5,0$ . Увеличение числа  $Z_3$  зубьев спутника (например, до  $Z_3 = 12$ ) приводит к повышению максимальной степени сжатия, а уменьшение ( $Z_3 = 8-9$ ) – к снижению.

Следующая задача, решаемая в четвертой главе, имеет отношение к динамике.

На рис. 10а – изображен плавающий спутник, нагруженный статическими силами, в некотором «критическом» положении. Обратим внимание на то, что при  $M=N$  в двух кинематических парах, образуемых спутником, углы зацепления существенно разные:  $\alpha_{w1} \approx 19^\circ$ ,  $\alpha_{w2} > 30^\circ$ . Под действием силы  $P_p$  давления среды



плавающий сателлит, выбирая зазор, будет плотно прижиматься к колесу 1, и отодвигаться от колеса 2. С позиции ТММ – это изменение структуры механизма.



а – «статика»

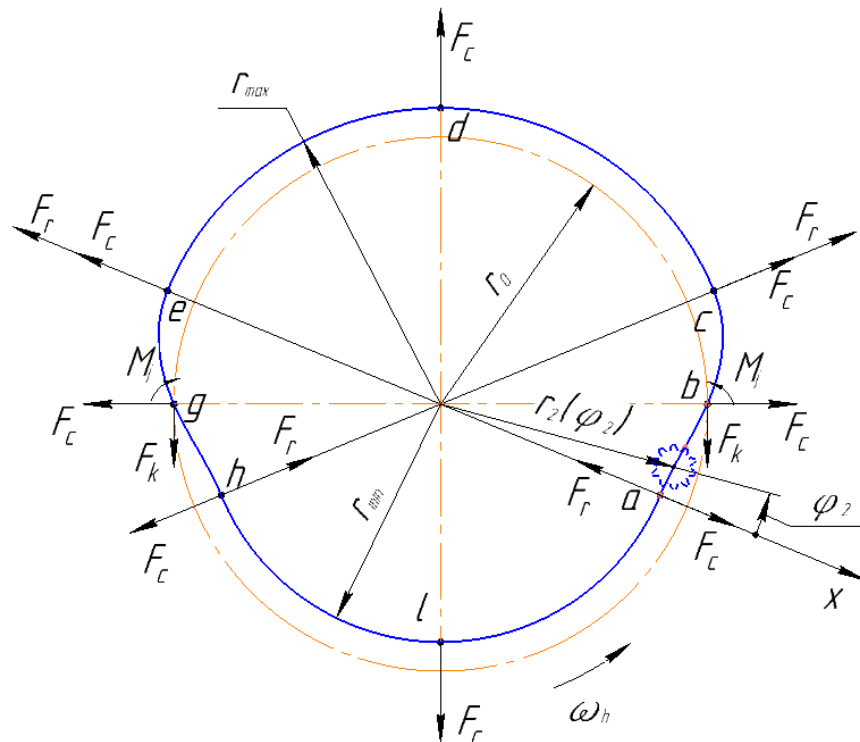
б – «динамика»

$(R_{1p}; R_{1o}; R_2)$   $(R_1; R_{2p}; R_{2o})$  – реакции в зацеплениях

**Рис. 10. Силы, действующие на сателлит в «критической» фазе движения**

При расчетной величине угла  $\lambda_{\max} = 40..50^\circ$  угол давления  $\alpha_2$  в кинематической паре сателлит-эпицикл ( $\alpha_2 = \alpha_{w2} + \lambda_{\max}/2 = 50..55^\circ$ ) получается большой, на грани допустимого. То обстоятельство, что сателлит смещается в сторону ротора, дополнительно ухудшает условия его зацепления с эпициклом.

При сравнительно небольших давлениях среды, характерных для пневмомашин, силы инерции помогут исключить нежелательное смещение сателлита, то есть сохранить структуру механизма, обеспечивающую более надежную его работу. Распределение сил по фазам движения сателлита показано на рис. 11 и в таблице 8.



**Рис. 11. Силы инерции, приложенные к сателлиту в характерных точках траектории его движения**

Таблица 8 – Отношение величин сил инерции к среднему значению центробежной силы  $F_{cc} = r_0 \cdot \omega_h^2 \cdot m$  при характерных параметрах ПРМ М=N

Силы \ Положения	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>l</i>
$F_c$	0,9	1	1,1	1,1	1,1	1	0,9	0,9
$F_k$	0	0,8	0	0	0	0,8	0	0
$F_r$	1,6	0	1,6	0	1,6	0	1,6	0
$F_j$	0	0,1	0	0	0	0,1	0	0

Заметим, что при всех выделенных положениях спутника, кроме *b* и *g*, угол удержания спутника  $\lambda=0$ , поэтому угол давления  $\alpha_2$  в кинематической паре спутник-эпицикл равен только углу зацепления ( $\alpha_{\omega_2} \approx 30^\circ$ ). «Критическими» (рис. 3) являются положения *b* и *g*, где угол удержания  $\lambda=\lambda_{\max}$ , угол давления  $\alpha_2$  достигает наибольшего значения, а сила  $P_p$  давления среды прижимает спутник к ротору.

В динамике (при достаточной большой угловой скорости  $\omega_h$ ) центробежная сила  $F_{cc}$  прижимает спутник к эпициклу, что обеспечивает постоянное касание звеньев 2, 3 по двум сторонам зуба (рис.10б). Помимо центробежной силы  $F_{cc}$ , на спутник в положениях *b* и *g* действуют инерционные силы  $F_k=0,8F_{cc}$  и  $F_j=0,1F_{cc}$ . Благоприятным обстоятельством является то, что сила Кориолиса  $F_k$  всегда противодействует силе  $P_p$  давления среды.

Уравнение равновесия спутника приводится к виду:

$$\left( \frac{P_p - F_k^p}{2} + F_j \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 - \left( \frac{P_p - F_k^p}{2} - F_j \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 - F_{cc}^p = 0, \quad (15)$$

где  $F_{cc}^p$  – проекция силы  $F_c$  на ось  $O_1O_2$ , а  $F_k^p$  проекция силы  $F_k$  на ось перпендикулярную  $O_1O_2$ .

При характерных параметрах ПРМ М=N получаем:

$$F_{cc} \approx 0,2P_p. \quad (16)$$

В итоге находим минимальную угловую скорость ротора  $\omega_1 = 2 \cdot \omega_h$ , которая обеспечивает постоянное прижатие спутника к эпициклу в «критических» точках.

$$\omega_1 \geq \sqrt{\frac{1,6 p b r_3}{r_0 \cdot m}} = \sqrt{\frac{5 p}{r_0^2 \cdot \rho}}. \quad (17)$$

Пример – ПРМ со средним радиусом траектории спутника  $r_0=0,1$  м; спутник изготовлен из стали (плотность  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>). Для вакуумного насоса максимальное давление среды  $p \leq 1$  атм., ( $\approx 0,1$  МПа) – потребуется угловая скорость ротора  $\omega_1 > 82$  с<sup>-1</sup> ( $\approx 780$  об/мин). Для секции компрессора, обеспечивающей перепад давления  $p=10$  атм., ( $\approx 1$  МПа), нужна угловая скорость ротора  $\omega_1 > 260$  с<sup>-1</sup> ( $\approx 2500$  об/мин).

Таким образом в схемах М=N при угловых скоростях  $\omega_1$  ротора, превышающих некоторое критическое значение, инерционные силы улучшают структурную устойчивость и в конечном счете надежность работы механизма ПРМ.

**Пятая глава – «Экспериментальная проверка работоспособности новых пневмомашин и итоговый анализ полученных результатов»**

Некруглые центральные колеса ПРМ были изготовлены по наименее затратной, пакетно-лазерной технологии. Сателлиты получены зубофрезерованием. Испытания производились в режимах вакуумного насоса и компрессора на стенде (рис. 12), выполненном на базе токарно-винторезного станка 16К20.



а – ПРМ 3-2



б – ПРМ 1-1

**Рис. 12. Испытательный стенд**

Испытанию подверглись одно- и двухступенчатые модели ПРМ 3-2, изготовленные из стали (рис. 13а) и полиамида-М (рис. 13б), а также одноступенчатые ПРМ 2-2 из стали (рис. 14а) и 1-1 из пластика (рис. 14б).



а



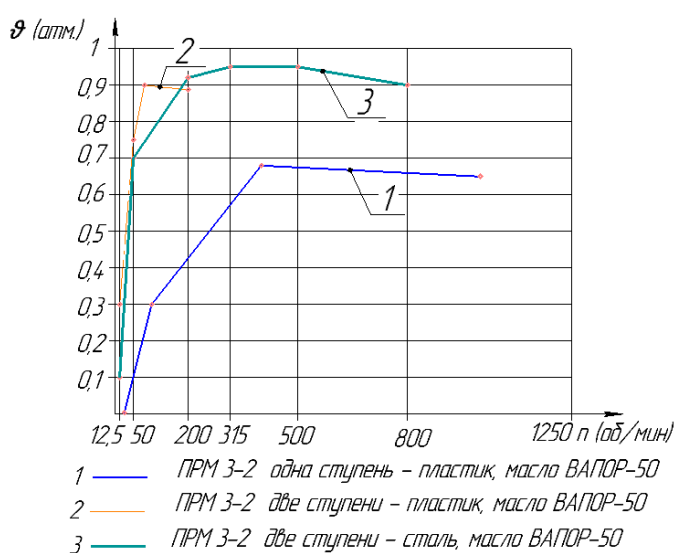
б

**Рис. 13. Детали ПРМ 3-2**

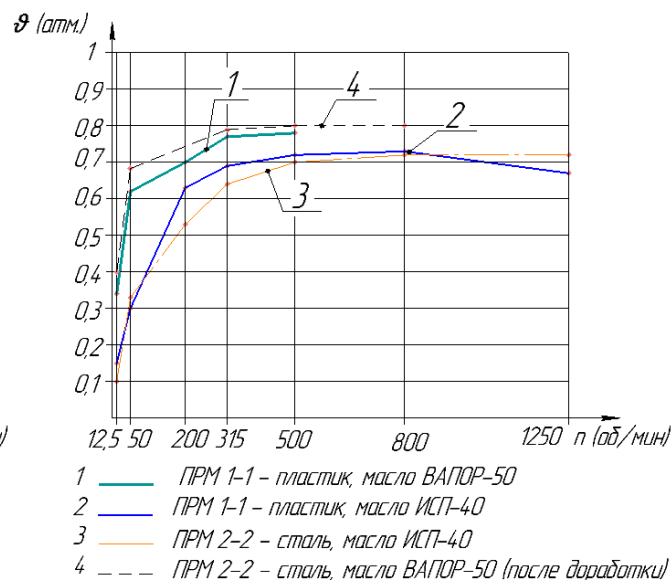


а  
б  
**Рис. 14. ПРМ М=N с «выстоями»**

Испытания ПРМ 3-2 в режиме одноступенчатого вакуумного насоса (рис. 15, кривая 1) показали максимальное разрежение  $\vartheta=0,7$  атм. (остаточное давление  $p=0,03$  МПа) несколько ниже расчетного  $\vartheta_p=0,78$  атм., что объясняется утечками, вызванными неточностью изготовления деталей. Снижение вакуума при скорости свыше 500 об/мин объясняется ограниченным сечением подводящих каналов ( $K_{ws}=3$ ). В двухступенчатых схемах (рис. 15, кривые 2 и 3) достигается вакуум  $\vartheta=0,9-0,95$  атм. В одноступенчатой схеме ПРМ 2-2 получен максимальный уровень вакуума 0,8 атм. (рис. 16, кривая 4) при расчетном  $\vartheta_p=0,84$  атм. Несколько худший результат ( $\vartheta=0,78$  атм.) схемы ПРМ 1-1 объясняется малой площадью сечения подводящего канала ( $K_{ws} = 8$ ).



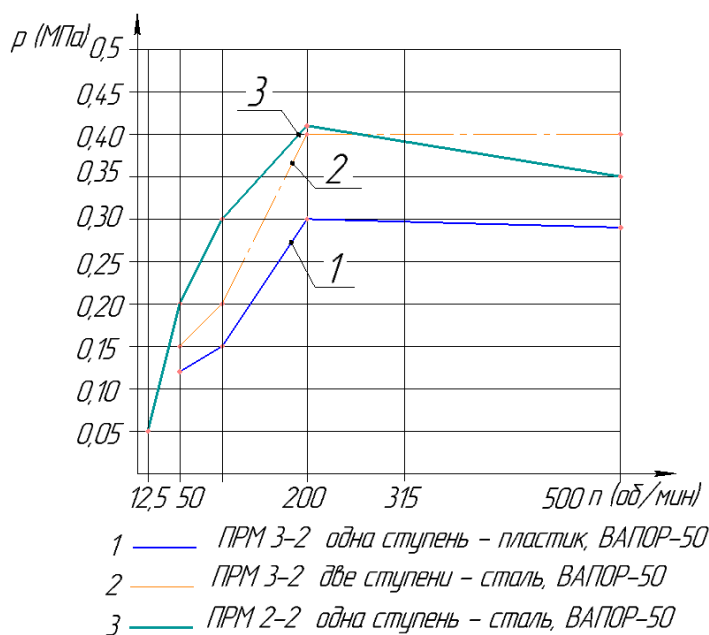
**Рис. 15. Вакуумные насосы N-M=1**



**Рис. 16. Вакуумные насосы N=M**

Модели ПРМ, работавшие в режиме вакуумного насоса, были испытаны также в режиме компрессора.

Смазка осуществлялась маслом ВАПОР-50. Давление  $p$  измерялось максимальное, при полностью закрытом дросселе. Результаты испытаний представлены на рис. 17.



**Рис. 17. Результаты испытания ПРМ в режиме компрессора**

существенно отличаются от расчетных, чем в случае вакуумного насоса, объясняется большей абсолютной величиной давления среды, и соответственно большими утечками. В целом эксперименты показали, что выполненная в диссертации геометрическая модификация планетарного механизма делает ПРМ более подходящими для использования в пневмомашин. Наблюдающаяся утечка среды связана, главным образом, с зазорами по торцам ротора и сателлитов. Необходимо повышать точность изготовления деталей ПРМ.

Результаты анализа возможностей улучшения технических характеристик ПРМ, используемых в качестве пневмомашин, представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Характеристики ПРМ до (в скобках) и после модификации

Группы	Схемы	Симметрия	Относительная*) производительность $W'_\Sigma$	Геом. степень сжатия $\epsilon$	Коэфф. сечения каналов $K_{ws}$	
					Торец «N» ( $\psi_{bd} = 0,25$ )	Цилиндр «M»
N-M=1	3-2	«-»	0,65 (0,62)	4,7 (3,9)	8,7	2,95
	4-3	«-»	0,78 (0,69)	5,74 (4,05)	3,9	2,05
	5-4	«-»	0,95 (0,74)	5,9 (4,15)	2,9	1,87
N=M	1-1	«-»	0,24 (0,19)	7,7 (3,2)	8,3	0
	2-2	«+»	0,42 (0,38)	6,3 (3,5)	5,0	0
	4-4	«+»	0,8 (0,76)	5,0 (3,9)	2,1	0

\*) Расчетное отношение расхода рабочей среды за один оборот ротора к объёму, помещающемуся внутри эпициклического колеса (при минимальном давлении среды).

Главным итогом модификации геометрических параметров зубчатых колес ПРМ стало повышение степени сжатия рабочей среды до  $\epsilon=5..7$  и более в схемах с  $N=M$  и  $\epsilon=5..6$  – в схемах  $N-M=1$ . Выполнение подводных каналов в

Одноступенчатая (рис. 13б) и двухступенчатая ПРМ 3-2 (рис. 12а), при испытании в режиме компрессора (рис. 17 кривые 1 и 2) показали максимальные давления  $p=0,3$  МПа ( $\approx 3$  атм.) и  $p=0,4$  МПа ( $\approx 4$  атм.). Расчетная (геометрическая) степень сжатия в используемой одноступенчатой схеме ПРМ 3-2 составляет  $\epsilon=4,7$ . В компрессоре 2-2 расчетная степень сжатия составляет  $\epsilon=6,3$ . В эксперименте, при стальных зубчатых колесах получено только давление  $p=0,42$  МПа ( $\approx 4,2$  атм.) То обстоятельство, что в случае компрессора экспериментальные значения максимального давления более

цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни в схемах  $N-M=1$  позволило увеличить площадь сечения этих каналов более чем в два раза.

В группе  $N-M=1$  преимуществем схемы 3-2 являются минимальные радиальные габариты, однако по другим показателям (степени сжатия  $\varepsilon$  и размерам каналов  $K_{ws}$ ) схемы 4-3 и 5-4 выигрывают. Общим недостатком схем  $M-N=1$  является отсутствие симметрии приложения сил. В группе  $M-N=0$  схема 2-2 предпочтительна по степени сжатия, размер каналов больше в схемах 3-3 и 4-4.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Уточнен метод геометрического проектирования некруглых зубчатых колес ПРМ. Присутствующая в известном методе погрешность, вызываемая независимым построением контуров зубчатых венцов двух центральных колес, полностью устранена путем перехода в единую систему отсчета, связанную с мнимым водилом. Скорректирована соответствующая методика геометрического расчета.
2. Разработан алгоритм геометрического расчета круглозвенных планетарных механизмов с одинаковым числом зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления, в котором расчетные формулы применены в новом порядке (отличающимся от ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 19274-73). Особенностью таких планетарных механизмов являются большие положительные смещения  $X_2=10..15$  для центрального колеса с внутренними зубьями.
3. Предложено новое техническое решение – «выстои» сателлитов, позволяющее увеличить геометрическую степень сжатия в ПРМ с  $\varepsilon=3,2-3,9$  до значений  $\varepsilon=5,0-7,7$ . Разработана соответствующая методика геометрического расчета ПРМ, в которой применено «кусочное» задание функции, описывающей центровую траекторию сателлитов.
4. Разработаны конструкции ПРМ  $N-M=1$  с подводными каналами в цилиндрической зубчатой поверхности солнечной шестерни, дана соответствующая расчетная методика. Это позволило увеличить сечение каналов от 2 до 10 раз. Предложен единый безразмерный критерий оценки относительных размеров каналов ПРМ.
5. Проведен анализ действующих на сателлиты ПРМ инерционных сил: центробежная  $F_c$ , относительная радиальная  $F_r$ , кориолисова  $F_k$ , инерционный момент  $M_j$ . При достаточно больших давлениях, свойственных гидравлическим машинам, этими силами можно пренебречь. В пневматических ПРМ с одинаковым числом волн центральных колес ( $M=N$ ) силы инерции, улучшают структурную устойчивость и, соответственно, надежность механизма.
6. Разработаны конструкции и испытаны модельные образцы пневматических ПРМ (вакуумный насос, компрессор) на базе  $M-N=1$  и  $M=N$  с «выстоями». Испытания подтвердили корректность разработанных методик геометрического проектирования ПРМ.
7. На основании выполненных расчетов и экспериментов даны рекомендации о предпочтительности использования схем ПРМ  $N=M$  (2-2, 3-3, 4-4) в компрессорах. При этом компрессор должен иметь не менее двух ступеней. Схемы ПРМ  $N-M=1$  (4-3 и 5-4) целесообразно использовать в пневмодвигателях и насосах для получения низкого вакуума.

8. Предложенные в результате исследования конструкции компрессора приняты к доработке и внедрению на предприятиях АО «Курганавторемонт» и ООО «Вездеходы «Бурлак».

Дальнейшая разработка темы исследования будет направлена на совершенствование технологии изготовления деталей ПРМ для уменьшения утечек рабочей среды, а также на разработку промышленных образцов пневмомашин: вакуумного насоса, компрессора, пневмодвигателя.

**Основные положения диссертации опубликованы в работах:**

*Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК:*

1. Волков Г.Ю. Планетарная передача типа К-V-V / Г.Ю. Волков, С.В. Колмаков, **Д.В. Фадюшин** // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Ижевск. – 2017. № 1 (20). С. 45-49.

2. Волков Г.Ю. Геометрический расчет планетарного механизма с одинаковым числом зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления / Г.Ю. Волков, **Д.В. Фадюшин** // Справочник. Инженерный журнал с приложением. Москва. – 2020. № 3. С 27-31.

3. Волков Г.Ю. Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашинах с плавающими сателлитами. / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов, **Д.В. Фадюшин** // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2020. № 2 – С. 86–90.

4. Волков Г.Ю. Особенности геометрического проектирования планетарных роторных гидромашин с выстоями сателлитов / Г.Ю. Волков, **Д.В. Фадюшин** // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2020. Том 21. № 10 – С. 472–478.

5. Волков Г.Ю. Динамические условия повышения структурной устойчивости рабочего механизма планетарно-роторной гидромашин / Г.Ю. Волков, **Д.В. Фадюшин** // Справочник. Инженерный журнал с приложением. Москва. – 2020. № 10. С 33-39.

6. **Фадюшин Д.В.** Методика геометрического проектирования некруглых зубчатых звеньев планетарной роторной гидромашин / Д.В. Фадюшин, Г.Ю. Волков // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Ижевск. – 2021. Т. 24, № 2. С. 40-45.

7. **Фадюшин Д.В.** Подводящие каналы в планетарных роторных гидро- и пневмомашинах, с числами волн центральных колес, отличающимися на единицу / Д.В. Фадюшин, Г.Ю. Волков // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2021. Том 22, № 10 – С 438–444.

*Патенты на изобретения и полезные модели:*

8. Пат. 198868 РФ МПК F04C2/08, СПК F04C2/084. Вакуумный насос. / Волков Г.Ю., **Фадюшин Д.В.** – №2020106893; заявл. 13.02.2020; опубл. 30.07.2020, Бюл. №22

9. Пат. 2746939 РФ МПК F01C1/14, F04C18/14, F04C25/02. Планетарная роторная объемная машина. / Волков Г.Ю., **Фадюшин Д.В.** – 2020106688; заявл. 13.02.2020; опубл. 22.04.2021, Бюл. №12.

10. Пат. 140085 РФ МПК В24В39/00. Индентор для выглаживателя(варианты). / Давыдова М.В., Михалев А.М., Маслов Д.А., **Фадюшин Д.В.** – 2013122914; заявл. 17.05.2013; опубл. 27.04.2014, Бюл. №12.

*Научные статьи, опубликованные в журналах, индексируемых Scopus:*

11. G.Yu. Volkov Calculation of the efficiency of the planetary gear K-V-V without a carrier / G.Yu. Volkov, **D.V. Fadyushin** and M.A. Mirchuk // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 734 (2020) 012057 doi:10.1088/1757-899X/734/1/0120572

12. G.Yu. Volkov Improvement of the method of geometric design of gear segments of a planetary rotary hydraulic machine. / G.Yu. Volkov, **D.V. Fadyushin** // Journal of Physics: Conference Series 1889 (2021) 042052 doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042052.

*Прочие научные статьи и материалы докладов:*

13. **Фадюшин Д.В.** Геометрические условия невыпадения сателлита безводильного планетарного механизма. / Д.В. Фадюшин, Г.Ю. Волков // Молодежь Зауралья III тысячелетия. Сборник тезисов докладов Региональной научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – Курган – 2019. С. 30–32.

14. **Фадюшин Д.В.** Планетарные механизмы с плавающими сателлитами для вакуумных насосов. /Д.В. Фадюшин // Инженерное обеспечение в реализации социально-экономических и экологических программ АПК. Материалы Международной научно-практической конференции. – Курган : Изд-во Курганской государственной сельскохозяйственной академии им. Т.С. Мальцева – 2021. С. 89–92.

15. **Фадюшин Д.В.** Вакуумный насос на базе планетарного механизма с выстоями плавящих сателлитов. / Д.В. Фадюшин // Материалы Всероссийской научно-технической конференции, посвященной празднованию 120-летия машиностроения Курганской области. Курган : Изд-во Курганского гос. ун-та – 2021. С. 92-95.

Научное издание

Фадюшин Денис Вячеславович

## ПОВЫШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ МАШИН ЗА СЧЕТ МОДИФИКАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Подписано к печати ___.___.2022 Формат 60×84 1/16 Заказ	Формат 60x84 1/16 Усл. печ. л. 1,0 Тираж 100 экз.	Бумага тип. № 1 Уч. – изд. л. 1,0 Бесплатно
--	---	---

БИЦ Курганского государственного университета,  
640020 г. Курган, ул. Советская, 63 ст.4.  
Курганский государственный университет