



## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. Аналитический обзор и перевод с английского языка иностранных источников на тему эффективность компрессоров различных типов и строений.....	9
1.1 Обзор и перевод статьи «Numerical analysis of gas leakage in the piston cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects / Численный анализ утечки газа в зазоре поршневого цилиндра поршневых компрессоров с учетом эффектов сжимаемости».....	9
1.1.1 Введение.....	9
1.1.2 Численная модель и процедура решения.....	11
1.1.3 Результаты и обсуждение.....	14
1.1.4 Выводы.....	21
1.2 Обзор и перевод статьи «A miniature Rotary Compressor with a 1:10 compression ratio / Миниатюрный роторный компрессор с коэффициентом сжатия 1:10».....	22
1.2.1 Необходимость разработки очень маленького роторного компрессора с высокой степенью сжатия.....	22
1.2.2 Проектирование «нано» конического роторного компрессора.....	25
1.2.2.1 Результаты дизайн-проекта.....	25
1.2.3 Работа конического роторного компрессора.....	27
1.2.4 Термодинамическая модель.....	32
1.2.5 Следующие шаги: разработка набора для нано-крио-охлаждения.....	33
1.2.6 Следующие шаги: разработка набора для нано-крио-охлаждения.....	35

1.3 Обзор и перевод статьи «A new Wankel-type compressor and vacuum pump/ Новый компрессор и вакуумный насос Ванкеля».....	35
1.3.1 Введение.....	35
1.3.2 Концепции.....	36
1.3.2.1 Новая концепция.....	36
1.3.3 Замечание о фундаментальном качестве уплотнения Ванкеля.....	38
1.3.4 Обсуждение основных конструктивных характеристик.....	38
1.3.4.1 Минимальный объем камеры сгорания.....	38
1.3.5 Качество газонепроницаемости.....	39
1.3.5.1 Утечка через радиальный зазор между боковой поверхностью ротора и отверстием корпуса.....	39
1.3.5.2 Утечка через осевой зазор между сторонами ротора и боковыми пластинами.....	40
1.3.6 Утечка через вершушки уплотнений.....	41
1.3.7 Механические потери на трение.....	41
1.3.8 Объемная эффективность (VE).....	42
1.3.9 Незначительные особенности дизайна.....	43
1.3.9.1 Основное нововведение ротора.....	43
1.3.10 Изготовление зубчатых колес.....	44
1.3.11 Выходные односторонние клапаны требуются в GW в отличие от SV, винтовых и спиральных типов.....	44
1.3.12 Стоимость производства.....	45
1.3.13 «Бесплатное» добавление к рабочему объему.....	45
1.3.14 Работа с частичной нагрузкой.....	46

1.3.15	Применение GW в качестве вакуумного насоса.....	46
1.3.16	Некоторые сравнения GW с существующими компрессорами....	48
1.3.16.1	CV (или «мертвый объем»).....	48
1.3.17	Газовое уплотнение.....	48
1.3.18	Механические потери на трение.....	48
1.3.19	Тестирование.....	49
1.3.20	Выводы.....	49
2.	Влияние утечки и трения на миниатюризацию компрессора Ванкеля.....	51
2.1	Структура компрессора Ванкеля.....	51
2.2	Механическая оптимизация.....	53
2.3	Оптимизация для снижения трения в компрессоре Ванкеля.....	55
2.4	Термодинамический анализ мезо компрессора Ванкеля.....	56
2.4.1	Утечка компрессора Ванкеля.....	57
2.4.2	Анализ процесса сжатия .....	58
2.5	Расчетный предел мезо компрессора Ванкеля.....	63
2.6	Выводы.....	65
3.	Анализ уплотнительной системы роторно-поршневого компрессора.....	68
3.1	Роторно-поршневой насос.....	68
3.1.1	Общая информация о роторно-поршневых компрессорах.....	68
3.1.2	Структура РПП.....	68
3.2	Рабочая характеристика.....	69
3.3	Уплотнительная система.....	72
3.3.1	Уплотнительная конструкция.....	72

3.3.2	Осевое уплотнение.....	73
3.3.3	Радиальное уплотнение.....	76
3.4	Выводы.....	76
4	Оценка производительности и анализ расхода двухцилиндрового насоса с треугольным ротором на основе эксперимента и численного моделирования.....	77
4.1	Структура роторно-поршневого компрессора.....	77
4.2	Принципы новой РПК.....	79
4.3	Математическая модель цилиндра и ротора.....	80
4.4	Уплотнительная система.....	81
4.5	Численное моделирование АВ-1.25D.....	85
4.5.1	Численный метод.....	85
4.6	Анализ гидродинамического поля.....	87
4.6.1	Анализ структуры поля потока.....	87
4.6.2	Распределение и изменение поля давления.....	89
4.7	Результаты численного моделирования и анализ.....	92
4.8	Сравнение производительности.....	93
4.9	Выводы.....	93
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	96
	СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	97

# ВВЕДЕНИЕ

## **Актуальность работы**

Рост производительности при перевозках грузов и пассажиров автомобильным транспортом в настоящее время обеспечивается преимущественно увеличением полной массы транспортной единицы с одновременным повышением скорости движения в транспортном потоке. Увеличение интенсивности и скорости движения предъявляет все более жесткие требования к обеспечению активной и пассивной безопасности, а также, к более четкой организации управления транспортным потоком.

Повышение активной безопасности сопровождается интенсивным усложнением конструкции тормозных систем, что влечет за собой существенное увеличение затрат на их производство, эксплуатацию и ремонт.

В связи с ростом сложности и стоимости тормозных систем становится весьма актуальным вопрос рационального выбора типа тормозного привода, его конструкции и параметров, обеспечивающих соответствие современным требованиям активной безопасности при минимальных издержках на производство, эксплуатацию и ремонт.

На сегодняшний момент поршневые компрессоры нашли широкое применение в автомобильном транспорте в качестве источника питания пневмосистем, составной частью которых являются усилители привода сцепления и тормозные механизмы.

Однако, существующие типы компрессоров имеют в основном кривошипно-шатунный привод, который создает колебания и вибрации в связи с большими трудностями его полного уравнивания, также такая конструкция компрессора является довольно громоздкой и имеет большое количество деталей, что сказывается на КПД компрессора. В связи с этим актуальна задача рассмотрения применения компрессора иного типа.

**Целью работы** является доказать эффективность применения роторно-поршневого компрессора в пневматической тормозной системе.

Достижение поставленной цели требует решения **следующих задач**:

1. Проанализировать существующие виды компрессоров;
2. Провести расчет эффективности роторно-поршневого компрессора;
3. Рассмотреть слабые места роторно-поршневого компрессора;
4. Провести расчеты, доказывающие эффективность роторно-поршневого компрессора.

**Объект исследования:** Роторно-поршневой компрессор.

**Предмет исследования:** внедрение и применение компрессора нового типа.

**Методы исследования:** Метод статистической обработки информации, экспериментальный метод исследования.

В данной работе проведено исследование **гипотезы**, что для улучшения эффективности пневматической тормозной системы автомобиля, возможно применение роторно-поршневого компрессора вместо поршневого. Это позволит снизить массу, уровень шума и вибрационные нагрузки. Так же улучшит работу системы.

### **Научная новизна исследования**

Разработана математическая модель роторно-поршневого компрессора, позволяющая оценить эффективность данного типа компрессора, по сравнению с компрессорами других типов. В отличие от известных подходов модернизации поршневых компрессоров, в данной работе предложен вариант полной замены компрессора. Это позволило достигнуть более высокой эффективности, снижения уровня шума и вибрационных нагрузок.

**Научно-практическая значимость** данной работы проявляется в доказательстве эффективности применения компрессора роторного типа в пневматической тормозной системе автомобилей.

**На защиту выносятся:**

1. Для повышения эффективности пневматической системы тормозов, следует рассмотреть замену поршневого компрессора на роторно-поршневой. С помощью математического расчета можно доказать большую эффективность роторно-поршневого компрессора;

2. Вывод по проведенному анализу уплотнительной системы роторно-поршневого компрессора;

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» и на конференциях.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 2 печатных работы в сборнике научно-практической конференции «Студенческие Дни науки в ТГУ».

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников из 35 наименований. Работа изложена на 99 страницах машинописного текста, иллюстрированного 11 таблицами и 43 рисунками.



# **1. Аналитический обзор и перевод с английского языка иностранных источников на тему эффективность компрессоров различных типов и строений**

## **1.1 Обзор и перевод статьи «Numerical analysis of gas leakage in the piston cylinder clearance of reciprocating compressors considering compressibility effects / Численный анализ утечки газа в зазоре поршневого цилиндра поршневых компрессоров с учетом эффектов сжимаемости»**

### **1.1.1 Введение**

Утечка газа является основным источником неэффективности холодильных компрессоров. Это не только снижает массовый расход, обеспечиваемый компрессором, уменьшая его объемную эффективность, но также вызывает отток энергии из-за утечки газа, что снижает изоэнтальпическую эффективность. Согласно Silva и Deschamps, зазор в 1 мкм между клапаном и его седлом может снизить объемную и изоэнтальпическую эффективность небольших поршневых компрессоров на 2,7% и 4,4% соответственно. Фактически, что касается поршневых компрессоров, двумя основными источниками утечки газа являются: (i) зазор между клапаном и седлом клапана и (ii) зазор между поршнем и цилиндром. В зазоре поршень-цилиндр возникают два аспекта: (i) разница давления между камерой сжатия и внутренней средой корпуса компрессора, (ii) движение поршня. В большинстве поршневых компрессоров такой зазор заполнен смесью хладагента и смазочного масла. Помимо своей смазочной функции, масло также действует как уплотнительный элемент для зазора поршневого цилиндра. Поэтому утечка в зазоре поршневого цилиндра является более вредной для безмасляных компрессоров. Кроме того, утечка является более критичной в компрессорах с низкой производительностью, поскольку она может быть сопоставима с массовым расходом таких компрессоров. Уменьшение зазора приводит к увеличению производственных затрат и может значительно увеличить потери энергии из-за трения в зазоре.

Утечка в зазоре между цилиндром и поршнем была центром нескольких исследований. Зук и Смит предложили аналитическую модель для оценки утечки в небольших зазорах между параллельными пластинами, применив уравнение Рейнольдса для сжимаемого потока со статическими границами. Феррейра и Лили представили аналитическую модель для оценки утечки в зазоре поршень-цилиндр с движущимся поршнем, предполагая состав несжимаемого потока и не учитывая силы инерции. Другая аналитическая модель была предложена Yuan et. al, который учитывает как силы инерции, так и вязкости, а также эффекты сжимаемости газа, но пренебрегает эффектами скорости поршня. Авторы заметили, что эффекты инерции незначительны для зазоров менее 6 мкм. Ригола и соавт. применил численную модель, основанную на двумерном уравнении Рейнольдса несжимаемой, включая скорость поршня. Они сообщили об экспоненциальной взаимосвязи между размером зазора и скоростью утечки, а также проанализировали различные компрессоры и хладагенты. Лон и Перейра разработали трехмерную численную модель для предсказания утечки в зазоре поршень-цилиндр, которая была сравнена с результатами двух аналитических моделей: (i) Зук и Смит и (ii) Феррейра и Лили. Лон и Перейра подтвердили, что массовые скорости потока, полученные с помощью композиции сжимаемого потока, значительно отличались от рассчитанных с композицией несжимаемого потока, указав, что сжимаемая композиция более подходит для этого типа потока. Они также показали, что скорость поршня значительно влияет на скорость утечки газа, когда перепад давления поддерживается постоянным. Хотя недавние исследования пролили некоторый свет на влияние скорости поршня на скорость утечки газа, доступные в литературе модели являются либо точными и вычислительно слишком дорогими, такими как двумерные и трехмерные численные модели, либо слишком простыми аналитическими моделями, которые делают не принимать во внимание эффекты сжимаемости или скорости поршня. В настоящей статье представлена численная модель, основанная на одномерном сжимаемом уравнении Рейнольдса, включая движение поршня. Модель

учитывает только хладагент в зазоре и может прогнозировать утечку газа при низких вычислительных затратах, что позволяет использовать его совместно с имитационной моделью для цикла сжатия. Таким образом, утечка в зазоре поршень-цилиндр рассчитывается для разных положений поршня и разности давлений в течение цикла сжатия. Роль движения поршня на скорость утечки газа исследуется на протяжении всего цикла сжатия.

### 1.1.2 Численная модель и процедура решения

Геометрия потока, рассматриваемая здесь, показана на рисунке 1. Область между поршнем и цилиндром длиной  $L$  и зазором  $\delta$  представляет область решения. Давление в камере сжатия выше, чем давление во внутренней среде компрессора в течение большей части цикла сжатия. Эта разность давлений и движение поршня создают поток в зазоре между поршнем и цилиндром. Когда поршень движется в направлении головки цилиндров, газ втягивается в камеру сжатия и наоборот, когда поршень движется в другом направлении. Следующие гипотезы предполагаются для потока в потоке: i) инерционные эффекты незначительны; ii) давление изменяется только в направлении  $x$ ; iii) зазор между поршнем и цилиндром намного меньше диаметра поршня и цилиндра, поэтому кольцевой зазор можно рассматривать как плоский канал; iv) газ ведет себя как идеальный газ; v) динамическая вязкость не зависит от  $x$  (хотя она изменяется от одного угла поворота коленчатого вала к другому); vi) изотермический поток и vii) поршень и цилиндр являются концентрическими, поэтому  $\delta$  является постоянной величиной; viii) состояние дозвукового потока. Как показано Namgock et al., управляющее уравнение для сжимаемого потока в такой геометрии может быть смоделировано уравнением (1), которое является упрощенной формой уравнения Рейнольдса, где  $p$  - статическое давление,  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости,  $\rho$  - плотность жидкости,  $V_p$  и скорость поршня.

$$\frac{d}{dx} \left( \frac{\rho \delta^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{d}{dx} \frac{\rho \delta V_p}{2} \quad (1)$$

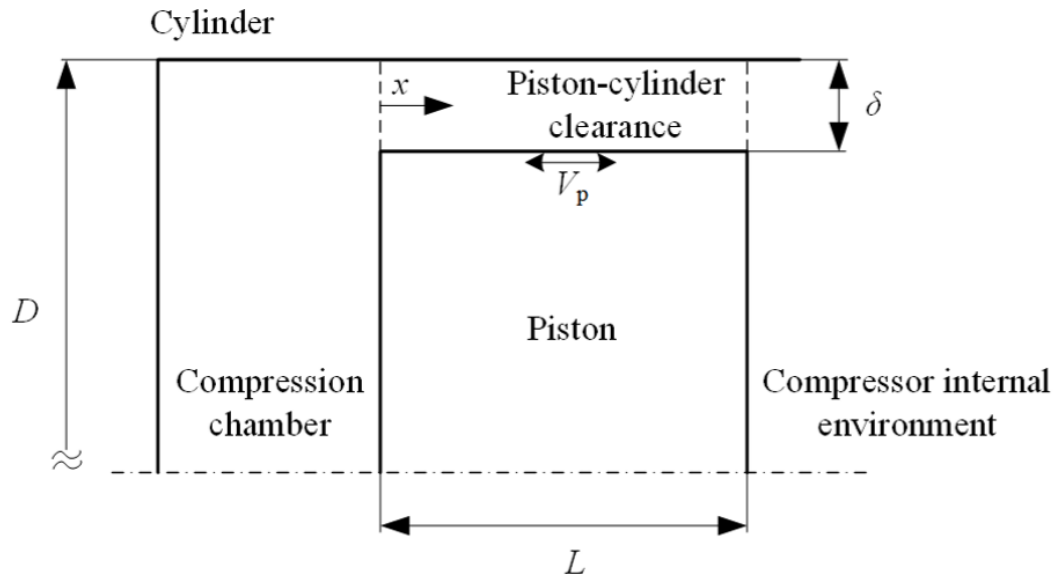


Рисунок 1. Геометрия потока.

При гипотезах i) -viii) и при замене плотности на давление через условие изотермического потока идеального газа (т.е.  $p / \rho = \text{постоянная}$ ) уравнение (1) становится

$$\frac{d}{dx} \left( p \frac{dp}{dx} \right) = \frac{6\mu V_p}{\delta^2} \frac{dp}{dx} \quad (2)$$

Если член Куэтта в правой части уравнения (2) исключен, аналитическое решение может быть получено, как указано Зуком и Смитом. Жидкие хладагенты не ведут себя как идеальный газ в типичных условиях эксплуатации, характерных для бытового охлаждения. Тем не менее, эта гипотеза была принята здесь для простоты, так как основная цель нашего исследования - проанализировать влияние сжимаемости газа на утечку. Естественно, для получения точного прогноза влияния утечки на

производительность компрессора необходимо принять формулировку реального газа. Уравнение (2) является дифференциальным уравнением, которое не может быть решено аналитически, и по этой причине мы применили метод конечных объемов (FVM) для численного решения. Область решения разделена на одинаково расположенные контрольные объемы, чтобы сформировать вычислительную сетку. Дифференциальное уравнение дискретизируется в каждом контрольном объеме, в результате чего получается система алгебраических уравнений. Давления на границах объемов оцениваются посредством среднего арифметического давления в соседних точках, что позволяет рассчитывать поле давления путем решения системы алгебраических уравнений с помощью решателя, предоставленного библиотекой Эйгена. Поскольку уравнение (2) является нелинейным, для определения коэффициентов алгебраических уравнений требуется начальное поле давления. Затем применяется итерационная процедура с обновлением коэффициентов и повторением расчетов до достижения критерия сходимости. Как только поле давления известно, массовый расход утечки

$$\dot{m}_1 = \pi D \left( - \frac{\rho \delta^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} + \frac{\rho V_p \delta}{2} \right) \quad (3)$$

связанный с этим поток Куэтта-Пуазейля может быть получен в любом положении области решения, но мы выбрали поперечное сечение, смежное с камерой сжатия, т.е.  $x = 0$ . Первое и второе слагаемые в скобках - это вклад в утечку из-за разности давлений и движению поршня. Производная давления в уравнении (3) была получена в приближении второго порядка. Два числовых граничных условия необходимы в численной модели. Первое - это давление во внутренней среде компрессора, которое постоянно на протяжении всего цикла сжатия. Вторым является давление при  $x = 0$ , которое оценивается в камере сжатия (psc) при каждом угле поворота коленчатого вала (wt) с помощью

имитационной модели, описанной Link and Deschamps. Эта имитационная модель также оценивает скорость поршня, а также динамическую вязкость и плотность, которые требуются в уравнении (3) для  $x = 0$  под каждым углом поворота коленчатого вала. В свою очередь, модель потока в зазоре поршень-цилиндр дает утечку, необходимую для оценки цикла сжатия. Рисунок 2 иллюстрирует связь между этими двумя моделями.

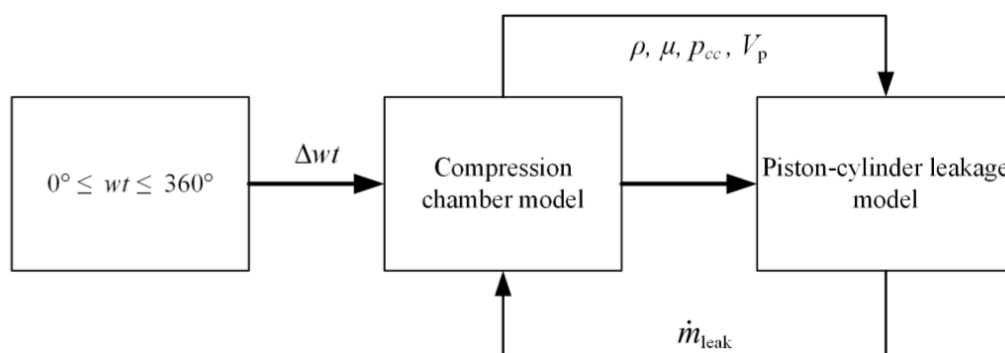


Рисунок 2. Схема процедуры решения.

### 1.1.3 Результаты и обсуждение

Разработанная модель использовалась для исследования влияния нескольких параметров на утечку газа, таких как условия работы компрессора, скорость компрессора (представленная частотой привода) и габаритные размеры. Кроме того, эффекты сжимаемости были также оценены путем сравнения результатов, полученных с составами сжимаемых и несжимаемых потоков. Представленные ниже результаты были получены для поршневого компрессора малой производительности с рабочим объемом  $3 \text{ см}^3$ , работающего с изобутаном (R600a). Цикл сжатия был решен для небольших приращений угла поворота коленчатого вала ( $\Delta wt = 0,001^\circ$ ). В общей сложности 250 контрольных объемов были использованы для дискретизации области решения с разницей менее 0,01% между прогнозами и оценками посредством экстраполяции Ричардсона. Следует отметить, что модель, используемая для моделирования цикла сжатия, не учитывает динамику

клапана и теплообмен на стенках камеры сжатия. Это упрощение принято для удобства, поскольку исследование представляет собой оценку влияния сжимаемости на утечку, а не моделирование производительности компрессора. Первоначально модель была подтверждена путем сравнения ее прогнозов и результатов трехмерной модели, разработанной с использованием коммерческого кода CFD (Ansys FLUENT v.14), с учетом положения одного поршня с фиксированной разницей давления  $\Delta p = 7$  бар, диаметального зазора  $s = 8$  мкм и различные мгновенные скорости поршня. В трехмерной модели использовались те же допущения, которые использовались в упрощенной модели, то есть изотермическое сжимаемое ламинарное течение идеального газа, подвергаемого тем же граничным условиям. Расчетная сетка имела приблизительно 8 и 250000 объемов в поперечном и продольном направлениях. На рисунке 3 показаны результаты для массового расхода утечки (мл); это показывает, что обе модели находятся в хорошем согласии с различиями в пределах 1%. Положительные скорости означают, что поршень движется к нижней мертвой точке, и наоборот для отрицательных значений. Рабочие условия компрессора определяются температурами испарения и конденсации холодильного цикла, которые определяют давление всасывания и нагнетания компрессора. Эталонные рабочие условия, используемые для тестирования холодильных компрессоров, включают в себя низкое обратное давление (LBP), среднее обратное давление (MBP) и высокое обратное давление (HBP), как показано в таблице 1. Также исследуется влияние таких рабочих условий на утечку газа.

Результаты для  $s = 9$  мкм и  $f = 60$  Гц, показанные на рисунке 4, показывают, что массовый расход утечки в компрессоре увеличивается с давлением испарения (ревар). Это может показаться неожиданным, поскольку перепад давления уменьшается с увеличением давления испарения, сохраняя то же давление конденсации (7,62 бар). Тем не менее, как показано уравнением (3), массовый расход утечки также зависит от плотности газа, которая является самой высокой для условия НВР, как показано на рисунке 5, поскольку

температура газа в процессе разгрузки достигает своего самого низкого значения. Этот аспект компенсирует меньшую разницу давлений в состоянии НВР. Относительный массовый расход утечки ( $\dot{m}_1^*$ ) определяется как массовый расход утечки, деленный на массовый расход компрессора без учета утечки через зазор между поршнем и цилиндром. В отличие от массового расхода утечки ( $\dot{m}_1$ ), относительная утечка ( $\dot{m}_1^*$ ) уменьшается с давлением испарения, что показывает, что относительное влияние утечки газа является более значительным для случая LBP.

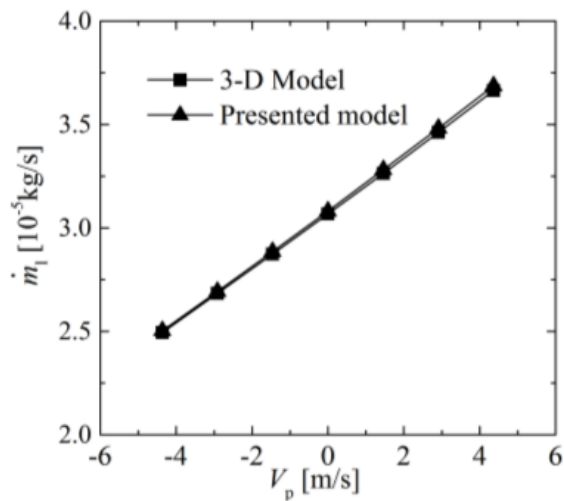


Рисунок 3. Сравнение упрощенной и трехмерной моделей.

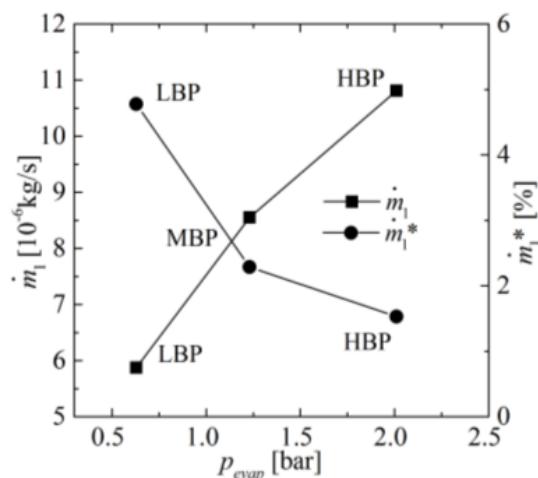


Рисунок 4. Утечка газа для разных условий работы компрессора.



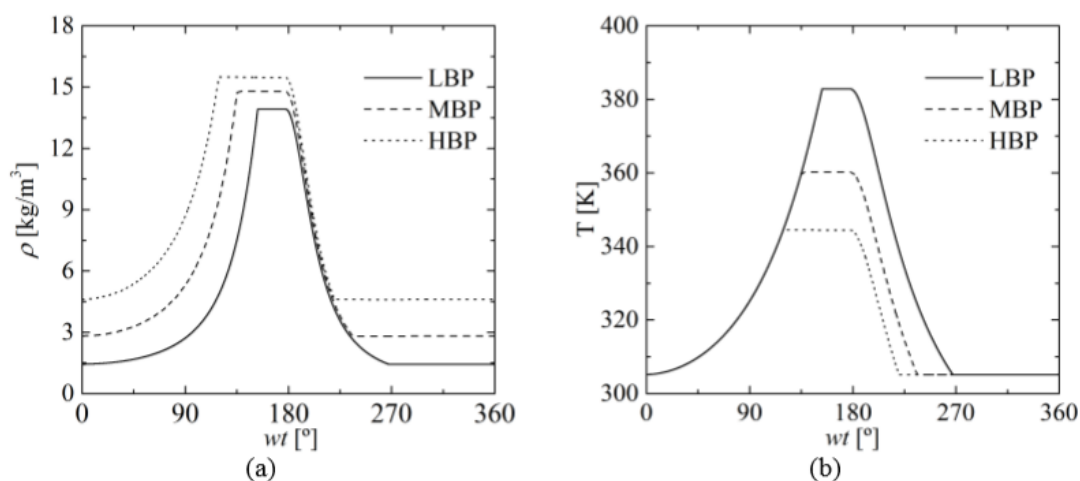


Рисунок 5. Плотность газа (а) и температура (б) на протяжении всего цикла сжатия.

Denomination	Evaporating temperature	Evaporating pressure	Condensing temperature	Condensing pressure
LBP	-23.3°C	0.629 bar		
MBP	-6.7°C	1.229 bar	54.4°C	7.62 bar
HBP	7.2°C	2.011 bar		

Рисунок 6. Таблица 1. Условия работы компрессора.

Скорость поршня является прямым следствием частоты привода. Модель применялась с разными значениями частоты, чтобы исследовать ее влияние на утечку газа на протяжении всего цикла сжатия. На рисунке 7 показаны результаты моделирования для  $s = 5$  мкм и условия LBP. Кривая «Без скорости» представляет результаты уравнения (3) без члена Куэтта. На рисунке 7 показано, что на скорость мгновенной утечки сильно влияет скорость поршня, которая уменьшается в процессах сжатия и нагнетания и уменьшается в процессах расширения и всасывания при увеличении скорости поршня. Положительные значения мл означают, что газ покидает камеру сжатия, тогда как отрицательные значения подразумевают, что газ фактически поступает в камеру сжатия. В процессе сжатия поршень движется к верхней мертвой точке и, следовательно, он подает газ в камеру сжатия посредством вязких эффектов, уменьшая мгновенную скорость утечки газа. Противоположный эффект

возникает, когда поршень движется к нижней мертвой точке. Наиболее значительное различие между результатами утечки для трех условий скорости происходит при угле поворота коленчатого вала около  $135^\circ$ , когда член Куэтта достигает своего максимального значения, действуя в направлении уменьшения утечки. Общая масса утечки в цикле, полученная путем интегрирования кривых на рисунке 6 во времени, уменьшается примерно на 5% при  $f = 90$  Гц. Мгновенная скорость утечки газа для двух диаметральных зазоров ( $c$ ) показана на рисунке 8. Моделирование проводилось с частотой 60 Гц и условиями LBP. Как можно видеть, влияние скорости поршня, представленной членом Куэтта, является более значительным при меньшем зазоре. Результаты также предполагают, что член давления в уравнении (3) становится все более важным по мере увеличения зазора.

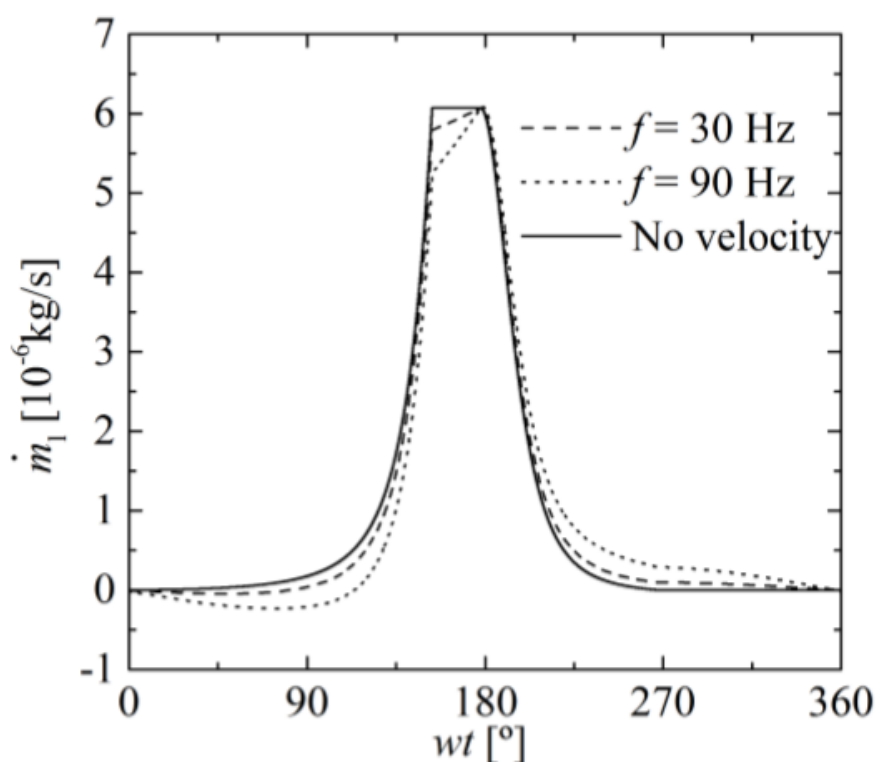


Рисунок 7. Мгновенная скорость утечки газа во время цикла сжатия для разных скоростей компрессора;  $c = 5$  мкм и условие LBP.

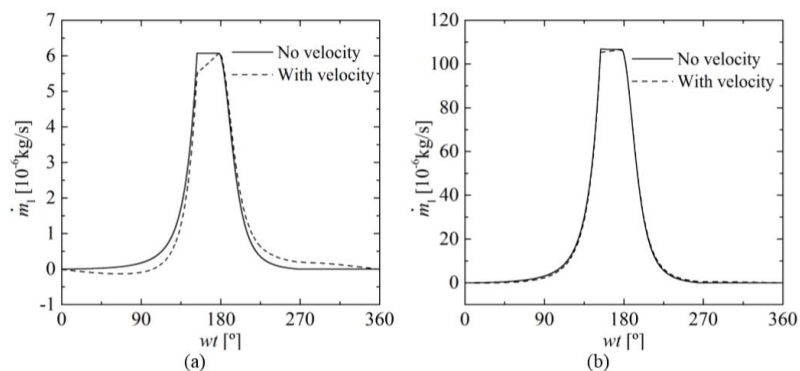


Рисунок 8. Мгновенная скорость утечки газа для различных зазоров;  $f = 60$  Гц, условие LBP: (а)  $c = 5$  мкм; (б)  $c = 13$  мкм.

Чтобы исследовать влияние сжимаемости на утечку газа, модель сравнивалась с моделью потока несжимаемой жидкости, представленной Феррейрой и Лили. В расчетах учитывались разные частоты привода, два зазора и состояние LBP. Рисунок 9 показывает относительный массовый расход утечки в каждом случае. Результаты показывают, что, хотя обе кривые имеют одинаковую форму, модельная кривая несжимаемой жидкости в каждом случае переоценивает утечку. Для низких частот утечка, прогнозируемая моделью несжимаемой жидкости, вдвое больше, чем величина, прогнозируемая моделью сжимаемой жидкости, достигая более 70% массового расхода компрессора при  $c = 13$  мкм.

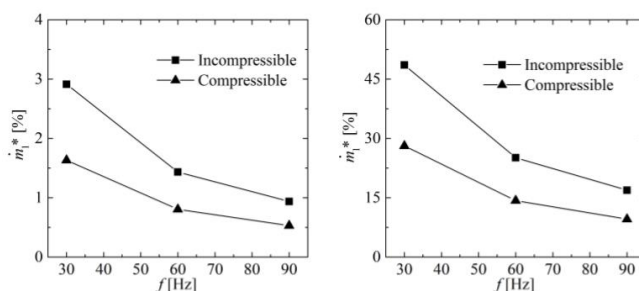


Рисунок 9. Сравнение прогноза утечки между сжимаемой моделью и несжимаемой моделью Феррейры и Лили для различных зазоров: (а)  $c = 5$  мкм; (б)  $c = 13$  мкм.

Объемная эффективность и изоэнтروпическая эффективность - два параметра, которые обычно используются для оценки производительности компрессора. Первый определяется как отношение между фактическим массовым расходом и идеальным массовым расходом, как указано в уравнении (4). Идеальная массовая скорость потока получается для гипотетического случая без утечки газа, зазора в цилиндрах, ограничения потока и обратного потока в клапанах и перегрева всасываемого газа.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (4)$$

Изоэнтропическая эффективность определяется как отношение мощности сжатия, требуемой для изоэнтропического процесса, к фактической указанной мощности, т.е.

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{W}} \quad (5)$$

На рисунке 10 показаны результаты снижения эффективности из-за утечки с учетом различных частот привода и зазоров для условий LBP. Снижение КПД оценивается как разница между КПД компрессора с утечкой газа и без нее (нижний индекс "nl"), как показано уравнением (6). Рисунок 10 показывает, что утечка газа является более вредной как для эффективности для меньших частот привода, так и для больших зазоров. В худшем случае снижение эффективности может достигать более 8% для объемной эффективности и более 22% для изоэнтропической эффективности.

$$\Delta\eta_v = |\eta_v - \eta_{v,nl}|, \quad \Delta\eta_s = |\eta_s - \eta_{s,nl}| \quad (6)$$

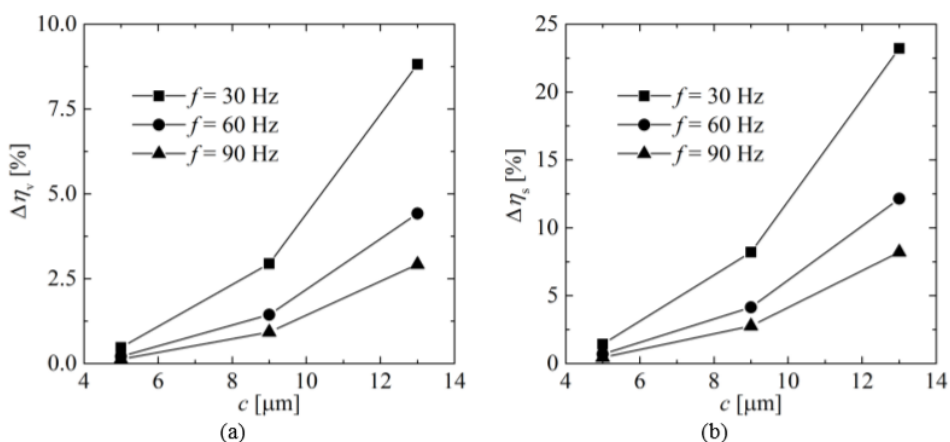


Рисунок 10. Снижение объемной эффективности (а) и изэнтропической эффективности (б) для разных частот возбуждения.

#### 1.1.4 Выводы

Имитационная модель, основанная на формулировке потока сжимаемой жидкости уравнения Рейнольдса, была разработана для прогнозирования утечки газа в зазоре поршневого цилиндра небольших поршневых компрессоров, принятых для бытового охлаждения. Модель была подтверждена путем сравнения ее прогнозов с результатами трехмерной модели. Затем модель была объединена с имитационной моделью цикла сжатия, чтобы обеспечить прогнозирование утечки в течение всего цикла сжатия для различных параметров, таких как условия работы, скорость компрессора и зазор поршня-цилиндра. Результаты показывают, что утечка увеличивается с давлением испарения, когда давление конденсации поддерживается постоянным. Тем не менее, утечка становится более вредной, когда давление испарения уменьшается, потому что массовый расход компрессора уменьшается в большей степени, когда давление испарения снижается. Мы обнаружили, что движение поршня играет незначительную роль в утечке, становясь незначительным по сравнению с эффектом перепада давления при увеличении зазора. Настоящее исследование также показало, что необходимо

учитывать состав потока сжимаемой жидкости, чтобы точно предсказать утечку газа в зазоре поршневого цилиндра.

## **1.2 Обзор и перевод статьи «A miniature Rotary Compressor with a 1:10 compression ratio / Миниатюрный роторный компрессор с коэффициентом сжатия 1:10»**

### **1.2.1 Необходимость разработки очень маленького роторного компрессора с высокой степенью сжатия**

Отвод тепла и контроль температуры стали очень важной проблемой для «наноспутников» (100x100x100 мм - масштаб, так называемые «CubeSats») и небольшие спутниковые платформы (1 x 1 м x 1 м - масштаб).

С увеличением бюджетов на CubeSats, повышением требований к мощности радиосвязи и повышением скорости передачи данных, требуется активная технология отвода тепла. Задачи для такой системы включают перемещение десятков ватт вдали от источника тепла для излучения на внешнюю поверхность, чтобы радиоблоки и оптические линзы оставались холодными, или для передачи этого тепла в другую подсистему на орбитах, где существуют длительные периоды затмения (пример сохранения батареи при рабочей температуре без использования расточительного нагревателя).

Термический контроль CubeSats обычно пассивен с радиаторами и оптической лентой на внешней структуре поддержание структуры, за исключением солнечных батарей, в диапазоне приблизительно от 258 К до 313К для солнечных синхронных орбит. Этого недостаточно для охлаждения фотодетекторов до 180-200К, что становится основным требованием, когда оценка Земли и дистанционное зондирование оцениваются на их долю, приходится 52% малых спутниковых миссий в 2014–2016 годах. Соотношение сигнал/шум (SNR) зависит от температуры на фото детекторах, от темного шума, от теплового возбуждения, как следует из температурной зависимости концентрации электронов в проводимости, показанная в уравнении ниже:

$$n_0 = k_3 T^{-1.5} e^{-(k_4/T)} \quad (1)$$

где  $n_0$  - концентрация электронов в зоне проводимости,  $T$  - температура, а  $k_3$  и  $k_4$  - это константы, которые зависят от технологии. Основываясь на этом уравнении, чтобы получить SNR 100 требуется температура около 187К. Хотя это только частный пример, в целом это правда, что для достижения разумного SNR охлаждение датчика становится необходимостью.

В космосе избыточное тепло может быть удалено со спутников только излучением от черных панелей. Из-за ограниченной площади внешней поверхности CubeSats, эффективность пассивного охлаждения излучением ограничена. Активная система была бы значительно более эффективной с компрессором, нагревающим газ хладагента через сжатие. В частности, закон Стефана – Больцмана гласит, что в то время как полная энергия излучается на единицу площади поверхности черного тела линейно зависит от площади поверхности излучающих панелей; Это зависит от четвертой степени термодинамической температуры черного тела  $T$ :

$$P = A \varepsilon \sigma T_{\text{Rad}}^4 \quad (2)$$

где  $P$  - мощность, излучаемая в пространство в Вт,  $A$  - площадь поверхности излучателя в  $\text{м}^2$ ,  $\varepsilon$  - излучательная способность черных панелей, а  $\sigma$  является постоянной Стефана-Больцмана ( $5,6704 \times 10^{-8} \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}^4$ ).

Активная система охлаждения, повышающая температуру газа за счет сжатия и повышения излучение тепла через черные панели, было бы наиболее возможным решением. Несколько ключевых требований к компрессору в активной системе:

Компрессором в активной системе являются:

- обеспечить степень сжатия не менее 1: 3 для нагрева газа.
- Поддерживать отвод 10-20 Вт тепла.
- Очень маленькая занимаемая площадь в пределах 100 мм x 100 мм x 40мм.
- Низкая масса, менее 100 г, из-за высокой стоимости доставки полезного груза в космос.
- Самое главное, компрессор должен производить как можно меньше вибрации, потому что вибрация неблагоприятна для оптики на спутниках наблюдения Земли.

Другие доступные небольшие компрессоры хорошо подходят для определенных применений, но для Земли в наблюдательных миссиях уровень вибраций должен быть улучшен, чтобы уменьшить воздействие на датчики изображения.

Существующие микрокомпрессоры поршневого типа, естественно, имеют собственные вибрации. Один такой компрессор построен Локхид Мартин имеет массу 190 г; чистая холодопроизводительность этой машины составляет 650 мВт при 150К, соответствует удельной мощности 15,4 Вт / Вт. Более продвинутые активные методы, такие как космически проверенные криокулеры Стирлинга и Джоуля-Томсона превосходят объемные и массовые возможности CubeSats. Примеры этого включают 4,3 кг оксфордский криоохладитель, используемый на UARS с охлаждающей способностью 0,8 Вт при 80 К.

Был сделан вывод, что роторная конструкция будет наиболее подходящей исходя из очень малых вибраций компрессора. Проблема безмасляных вращающихся конструкций состоит в том, что они не обеспечивают высокое сжатие в отношении более 1: 1,5 при реализации в очень небольших размерах.



По этой причине типичным является использование поршневых компрессоров, они используются в очень небольших проектах.

## 1.2.2 Проектирование «нано» конического роторного компрессора

### 1.2.2.1 Результаты дизайн-проекта

Был разработан нано-роторный конический компрессор с объемным соотношением 1:4 (кодовое название «МК03»). Длина винта 40 мм, и она подходит для печатной платы размером 100 x 100 мм. МК03 - это роторный компрессор, который обеспечивает очень низкие вибрации.

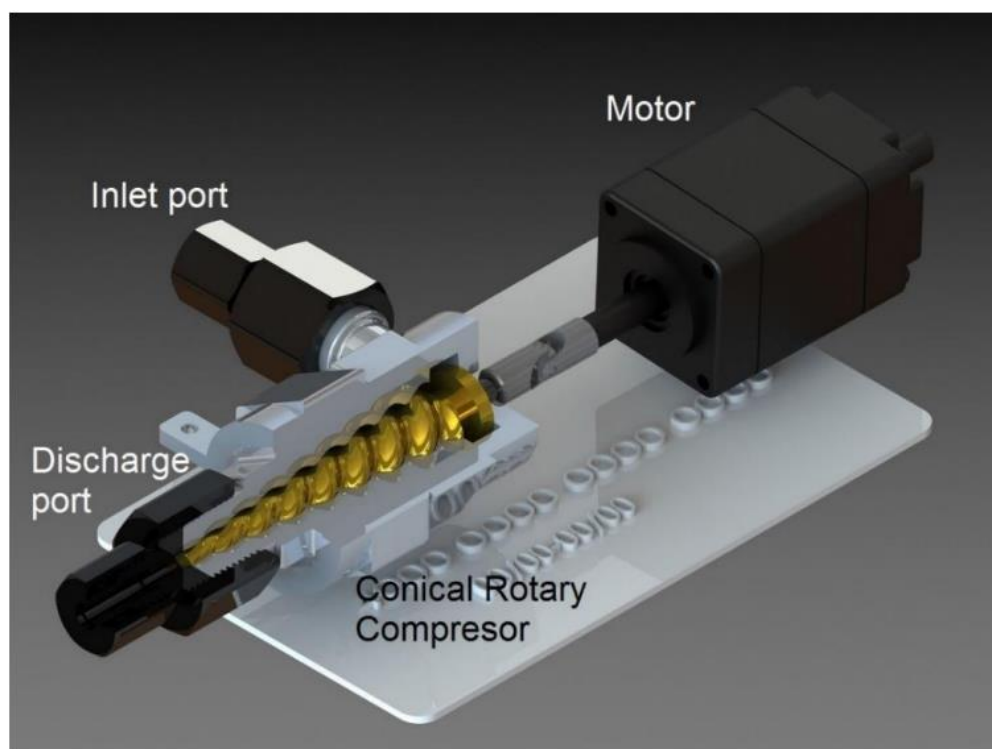


Рисунок 1. МК03 по сравнению с кредитной картой.

Слово «нано» здесь не буквально, это говорит о том, что этот компрессор рассчитан на спутники весом 1-10кг, которые обычно называют «наноспутниками».

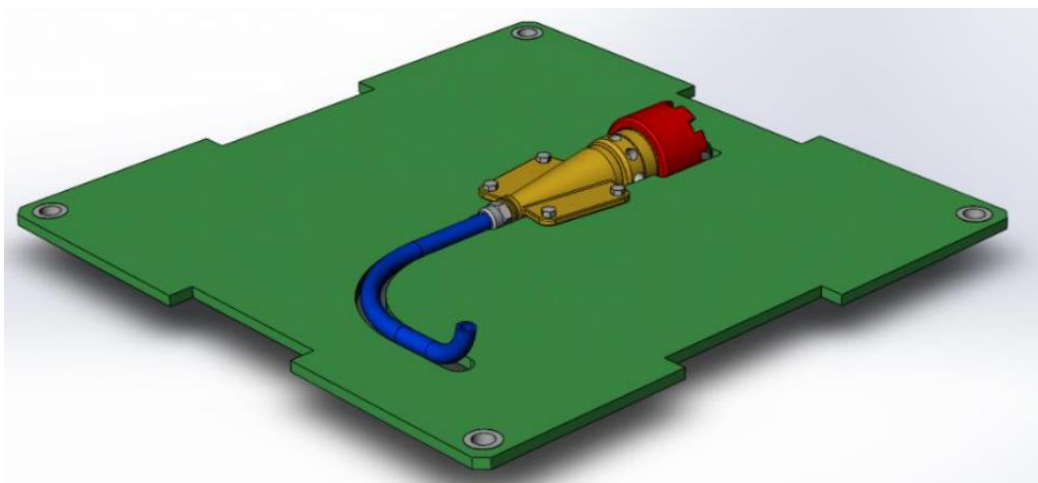


Рисунок 2. Nano CRC, установленный на плате размером 100 x 100 мм

МК03 - это конический ротационный компрессор (CRC), который представляет собой новую конструкцию, состоящую из одного внутреннего конического компрессора, винтовой ротор вращается внутри внешнего конического винтового ротора. Для сравнения обычный двухшнековый Компрессор состоит из трех элементов, два винта вращаются внутри корпуса.

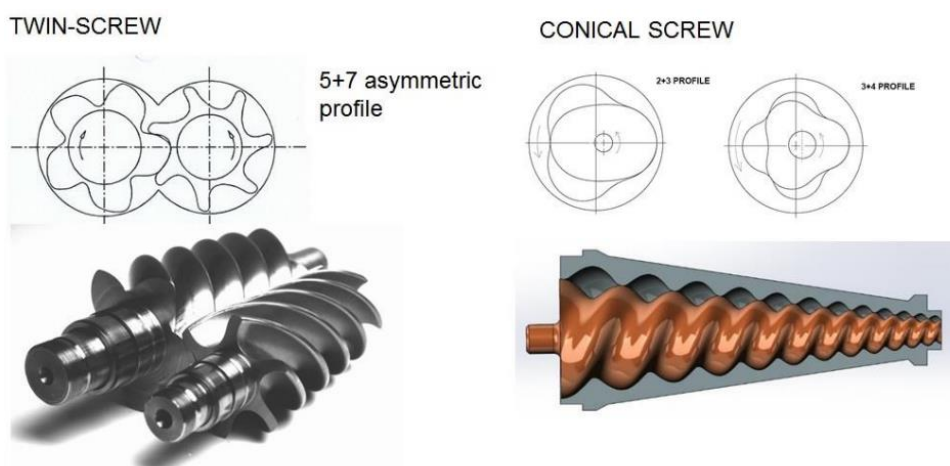


Рисунок 3. Сравнение двухвинтовых и конических винтовых профилей

Для создания МК03, были разработаны математические формулы и алгоритмы генерации сопрягающегося конического винта ротора. Было написано программное обеспечение 3D CAD, которое выводит винтовые

профили в формате 3D, пригодном для дальнейшей CAD-CAM обработки. После нескольких лет оптимизации поколение винтовых профилей были полностью автоматизированы, а продолжительность процесса была сокращена до нескольких часов.

### 1.2.3 Работа конического роторного компрессора

Камера сжатия образована объемом, захваченным между внутренним и внешним роторами. Ось внутреннего ротора углово смещена от оси внешнего ротора и вращается внутри нее как сам ротор.

При работе сжимаемый газ втягивается в узел на большом конце конуса. Камера окрашенная в синий цвет находится в положении, когда поток будет перекрыт всасывающим отверстием.

Поскольку внутренний ротор и внешний ротор вращаются, каждая из закрытых камер уменьшается в размерах при движении от большого конца к маленькому концу конуса, тем самым сжимая газ. Газ высокого давления разряжается из сборки на маленьком конце конуса.

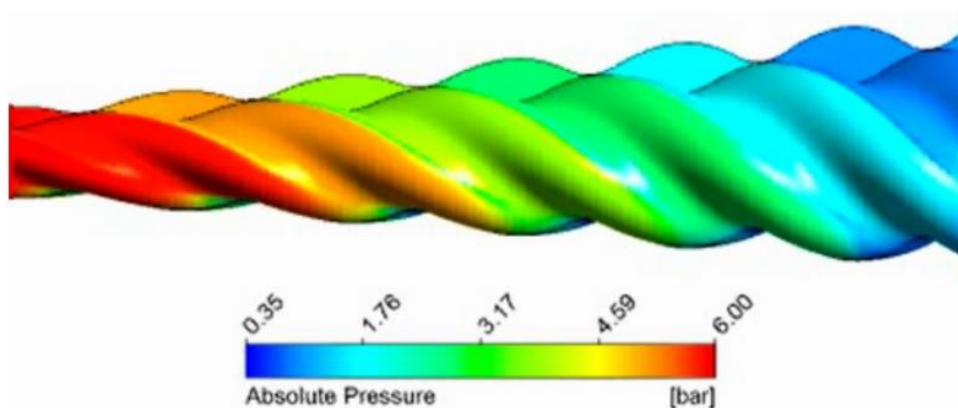


Рисунок 4. Постепенное увеличение давления в CRC

#### Сравнение конусных и двухвинтовых конструкций

Возможно, самое важное отличие состоит в том, что в CRC внутренний ротор совершает вращательное движение внутри внешнего ротора, используя

тем самым полный объем внутри внешнего ротора, поэтому CRC не имеют «дыру», которая является типичной особенностью двухвинтовых компрессоров. Поток утечки является основной причиной снижения КПД в двухвинтовых компрессорах. «Дыра» - это зазор, где два винта и корпус корпуса, и сжатый газ из области высокого давления возвращается в область низкого давления. Чтобы решить эту проблему, безмасляные двухвинтовые компрессоры работают на высоких оборотах. CRC, не имеющий «дыры», потенциально может работать с более высокой эффективностью, но это может быть нарушено более высоким трением. Чтобы реализовать свой потенциал, CRC должен быть изготовлен из материалов с низким коэффициентом трения.

Во-вторых, из-за небольшой площади разряда и постепенного уменьшения объема отношение давления CRC «саморегулируется» к внешнему давлению, то есть требуемому давлению системы, в которой работает компрессор, что позволяет компрессору работать с оптимальной разгрузкой давления. Следовательно, CRC не страдает от чрезмерного или недостаточного сжатия.

КПД компрессора положительного смещения (поршня, спирали, винта, лопасти или любого другого) значительно зависит от способности машины регулировать отношение внутреннего давления к «внешнему» или системе коэффициента давления.

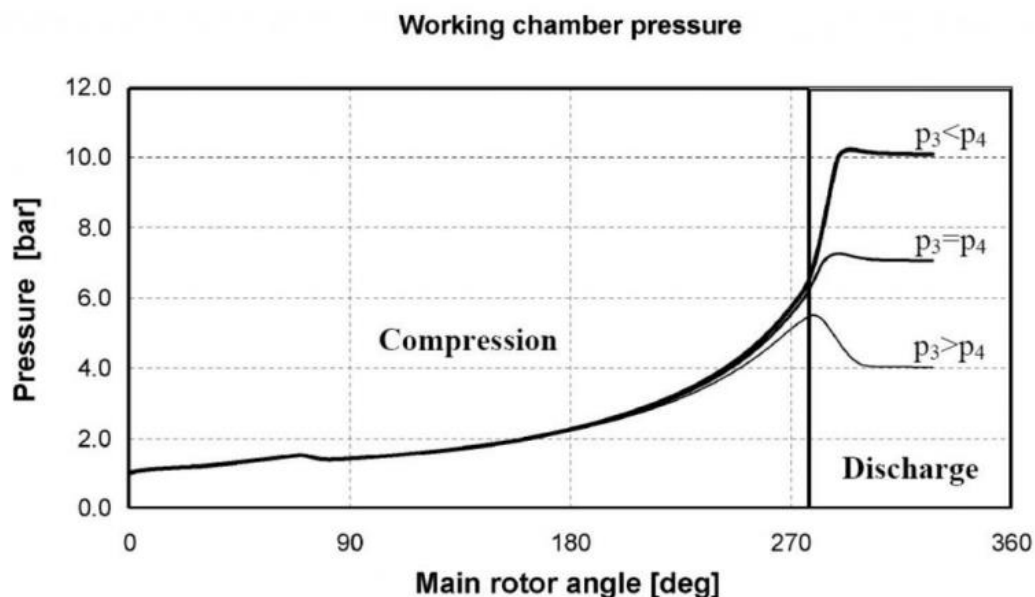


Рисунок 5. Диаграмма угла давления двухвинтовых компрессоров.

Если «внешнее» или системное давление выше, чем внутреннее давление ( $p_3 < p_4$ ), это состояние называется недостаточное сжатие и требует дополнительной работы, чтобы вытолкнуть жидкость из компрессора, с помощью которого его давление будет увеличиваться до давления внешнего нагнетания. Если внешнее давление ниже, чем внутреннее давление ( $p_3 > p_4$ ), это состояние называется избыточным сжатием, и это указывает на то, что ненужная работа была использована в компрессоре для сжатия газа до более высокого уровня давления, чем требуется. Любой случай нежелателен, поскольку оба вызывают более высокую мощность или расход, чем необходимо.

Если объемное соотношение  $[V_i]$  является постоянным, давление увеличивается во время процесса сжатия (называется внутреннее сжатие) будет более или менее постоянным и независимым от внешнего или соотношения системного давления. Это можно рассчитать, как:

$$p_3 = p_2 V_i^\gamma \quad (3)$$

где  $\gamma$  - показатель изоэнтропы газа.

Как показано на рисунке 5, если внутреннее давление  $p_3$  соответствует внешнему давлению  $p_4$ , процесс сжатия является оптимальным и никаких дополнительных потерь не генерируется.

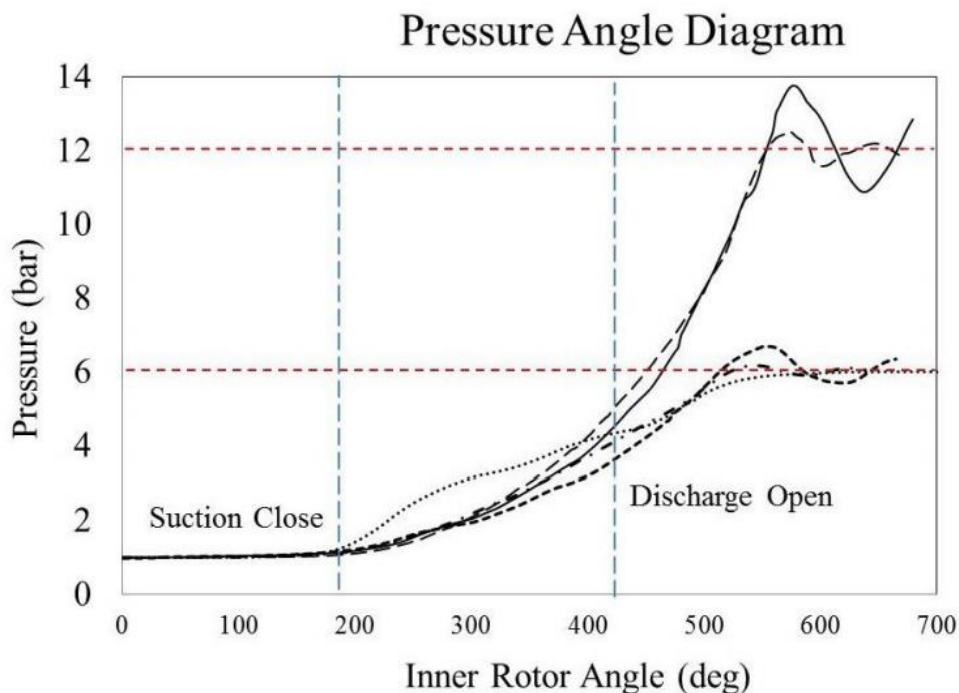


Рисунок 6. Диаграмма угла давления CRC.

На рисунке 6 показана расчетная диаграмма индикатора для CRC. Как видно на диаграмме, эта машина во всех расчетных случаях достигает соответствия внутреннему и внешнему (системному) давлению независимо от скорости или давления. Следовательно, видно, что CRC имеет «саморегулирующееся» внутреннее давление.

Рабочая камера, которая соединена с выходным отверстием, имеет очень длинную стройную форму, в то время как площадь, через которую он соединяется со сливной трубой, невелика. Это благоприятная особенность, так как она вызывает «внутреннее» давление компрессора, чтобы постепенно

соответствовать «внешнему» или системному давлению со скоростью, равной той что происходит во время внутреннего сжатия.

В типичном двухвинтовом компрессоре это отличается, так как в этих машинах выпускное отверстие обычно открывается намного шире, вызывая гораздо более быстрое выравнивание внутренних и внешних давлений, которые, хоть снижают динамические потери потока, все же увеличивает требуемую мощность.

Относительно небольшой размер выпуска в CRC и его постепенное изменение дополнительно помогает уменьшить колебания давления в выпускном отверстии. Поэтому, как видно на рисунке 6, пульсации давления существуют, но не велики при любом давлении. В типичном двухвинтовом компрессоре эти колебания будут очень малы, когда внутреннее и внешнее давление нагнетания совпадают, но может быть чрезмерным, если они очень разные.

В-третьих, устройство с осевым разрядом также повышает энергоэффективность. Как сообщает центр, для Positive Displacement Compressors с принудительным смещением делается вывод: «Коническая конструкция компрессора и осевое расположение нагнетания... является уникальным преимуществом этого компрессора». В типичном двухвинтовом компрессоре, всасывающее и нагнетательное отверстия расположены по касательной к оси винта. Это создает дополнительные сопротивления и приводит к потерям энергии.

В CRC всасывание и нагнетание расположены на одной оси с корпусом, что обеспечивает оптимальный поток газа без сопротивления.

Самая компактная роторная машина, сжимающая воздух при 11 бар (г) за одну стадию.

Экспериментальные исследования, проведенные нашей командой в Эдинбурге, показали, что МК03 сжимал воздух при 11 бар (г) в одну ступень

при скорости вращения вала 6000 об/мин. Это подтверждает, что даже очень маленькие CRC могут обеспечивать высокие коэффициенты сжатия при стандартных скоростях вала благодаря прогрессивному сжатию газа внутри

Наружный ротор при этом движется от всасывающего конца к нагнетательному концу. По сути, CRC является самой маленькой конструкцией ротора на рынке, способная обеспечить такую степень сжатия. Сегодняшние винтовые компрессоры - это крупные промышленные машины с нижним пределом рабочего объема примерно 20 м<sup>3</sup>/ч при 3000 об/мин [10], но обычно при 80 м<sup>3</sup>/ч.

В системах с впрыском масла МК03 можно использовать для сжатия воздуха до 8-10 бар (г), а в масле при свободной работе разумное давление на выходе должно быть ограничено до 3 бар (г) во избежание перегрева.

#### **1.2.4 Термодинамическая модель**

Чтобы настроить производительность CRC, была разработана числовая модель охлаждения CubeSat с радиочастотными платами генерирующими 20-30 Вт тепла (всего 80 Вт тепла, включая вклад солнечной радиации и сам компрессор).

CubeSat охлаждается от любой температуры, до которой он был нагрет радиочастотными панелями и оптикой, и сходятся и стабилизируются при равновесной температуре.

Предположения

Хладагент газ: гелий

Расход хладагента: Расход = 3 л/мин

Степень сжатия 1:3

Размер панелей черного излучения для CubeSat составляет 0,12 м<sup>2</sup> (две «карты» размером 300 x 100 x 100 мм на теневой стороне CubeSat).



Коэффициент излучения черных панелей  $\varepsilon = 0,96$

Газ, выходящий из компрессора, необходимо нагреть до температуры, которой будет достаточно, чтобы излучать 80 Вт тепла через черные панели конденсатора. Требуется температура определяемая по закону Стефана-Больцмана, формула (2) выше.

Требуемый расход охлаждающей жидкости =  $8,923 \times 10^{-6}$  кг/с

Температура газа, выходящего из компрессора:  $T_1 = 368\text{K}$

Энергия, излучаемая черными панелями от нагретого хладагента, рассчитывается по формуле (2), в этом случае это 119,4 Вт

После того, как газ покинул конденсатор «черной панели», его температура падает до  $T_2 = 239\text{K}$

Давление в конденсаторе снижается до  $p_2 = 1,9$  бар(а)

Когда газ проходит через расширительный клапан, его давление падает до 1 бар(а).

В испарителе газ расширяется, и его температура понижается до  $T_3 = 183\text{K}$

Хладагент охлаждает полезную нагрузку. Его температура поднимается до  $T_0 = 237\text{K}$ , что будет температурой равновесия CubeSat.

#### 1.2.5 Производство и экспериментальная проверка

Несколько рабочих прототипов CRC были созданы для проверки концепции. Опытный образец «МК3» с коническими роторами длиной 167 мм с объемным соотношением 1:10 обеспечивает степень сжатия воздуха 1:22 в одной ступени в безмасляном режиме, при 830 об / мин. Другая машина под кодовым названием «МК7» с конической длиной ротора 220 мм с объемным соотношением 1:2 были тщательно протестированы на сжатие воздуха, впрыскиваемого маслом, в течение 3 месяцев. Он производил 130 л / мин (7,8

м<sup>3</sup>/ч) при нагрузке 8 бар (г) при 52,5 Гц. МК7 обладает удивительно низким уровнем шума даже без акустического кожуха, что позволяет двум людям разговаривать во время работающего рядом компрессора. Эти прототипы подтвердили правильность концепции конических роторов.

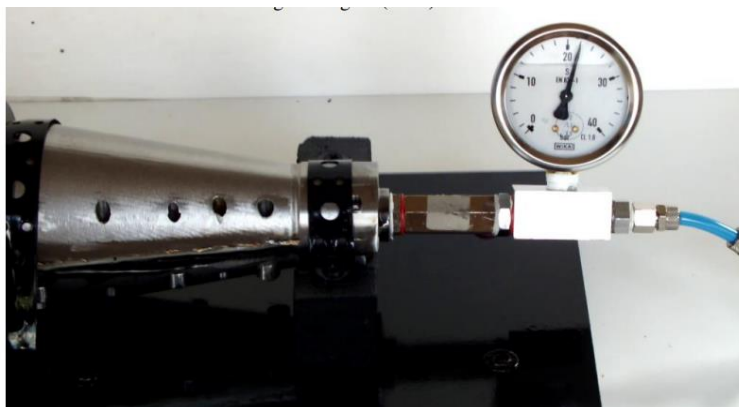


Рисунок 7. Машинный тест МК3, показывающий 22 бар (г) за один этап.

На основании наземных работ, выполненных с более крупными машинами, рабочий прототип «МК03» с коническими роторами длиной 40 мм с соотношением объемов 1:4 был изготовлен методом прототипирования и испытан, и во время первоначальных испытаний эта машина сжимала воздух до 10 бар (г) в одну стадию.



Рисунок 8. Прототип МК03.

Результаты испытаний показывают, что CRC является самым маленьким рабочим роторным компрессором, который работает на 1:10 коэффициент давления.

### 1.2.6 Следующие шаги: разработка набора для нано-крио-охлаждения

На следующем этапе авторы стремятся создать и протестировать ультракомпактную систему охлаждения с низким уровнем вибрации на компрессор МК03. Конечным результатом будет полностью установленная экспериментальная модель 1:1 на РВС размером 100 x 100 мм, пригодный для установки в CubeSat (см. рисунок 9 ниже).

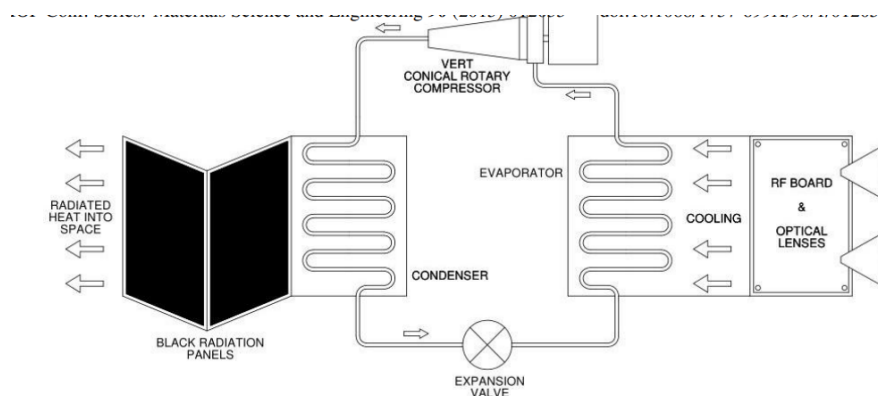


Рисунок 9. Схема кулера на базе компрессора МК03

## 1.3 Обзор и перевод статьи «A new Wankel-type compressor and vacuum pump/ Новый компрессор и вакуумный насос Ванкеля»

### 1.3.1 Введение

В январе 2014 года Daily Telegraph опубликовала полстраничную статью, описывающую новый тип компрессора. В этой статье возник вопрос, почему принцип Ванкеля, который обладает столькими значительными преимуществами, как машина с принудительным рабочим объемом, до сих пор использовался только в качестве двигателя и никогда не достигал успеха в качестве компрессора.

Был проведен поиск во всех технических документах и во всех опубликованных патентных заявках, относящихся к компрессорам типа Ванкеля, датируемых примерно с 1953 по 2013 год. Высокая ценность выпуска CV доминировала в различных конструкциях, которые рассматривались и над которыми работали. Ранние попытки Borsig, NSU, Neumag и др. Оказались неудовлетворительными. В попытке увеличить отношение  $R/e$  ротора ( $R$  = радиус ротора,  $e$  = эксцентриситет вала) и тем самым улучшить основную геометрическую степень сжатия, минимизируя таким образом CV, все эти конструкции привели к эксцентриковым валам малого диаметра и неподвижным зубчатым колесам. Эти компоненты оказались недостаточно надежными для практической промышленной машины.

Кроме того, результирующее CV этих конструкций было все еще слишком высоким для хорошей эффективности, а использованное высокое значение  $R/e$  также приводило к тому, что машины не были особенно компактными.

Позднее разработанная Ogura Wankel 1980-х годов, которая была изготовлена для систем кондиционирования воздуха транспортных средств, использовала типичное значение конструкции двигателя для отношения  $R/e$ . Это привело к созданию более компактной и надежной машины, но она обладала чрезвычайно большим и штрафующим значением CV - 16%. Тем не менее, вероятно, из-за своего легкого веса, отсутствия радиальной вибрации и хорошей механической эффективности, он обеспечил себе долю рынка на определенный срок.

### **1.3.2 Концепции**

#### **1.3.2.1 Новая концепция**

В настоящее время исследование привело к разработке конструкции GW (обозначенной как Garside-Wankel), в которой используется принцип, согласно которому ротор с боковым профилем уникальной формы обеспечивает:

- газовую герметизацию между движущейся точкой в центральной области боковой поверхности ротора и эпитрохоидальной
- отверстие
- значение, близкое к нулю, для конечного CV
- и в сочетании с большим радиальным зазором к вершинам ротора будет практичным в изготовлении.

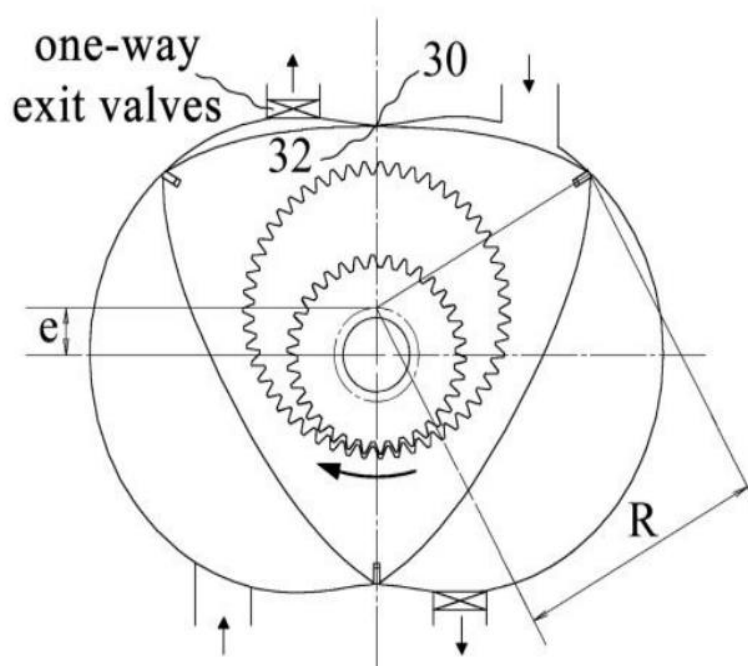


Рисунок1 - Вид в поперечном разрезе машины с ротором в положении ВМТ двигателя (верхняя мертвая точка).

Следует отметить, что люфт зубчатой передачи не влияет на радиальный зазор между 30 и 32 в этом положении ВМТ, поскольку точка 32 будет двигаться только в поперечном направлении. В других угловых положениях зазор зубчатой передачи плюс допуски на угловое положение зубчатой передачи требуют, чтобы форма боковой поверхности ротора немного

уменьшалась в радиальном размере, чтобы избежать риска удара вершин с отверстием корпуса.

### **1.3.3 Замечание о фундаментальном качестве уплотнения Ванкеля**

Из всех известных типов компрессоров с принудительным смещением только поршневые и Ванкель обладают адекватной системой уплотнения, которая позволяет им работать как ДВС.

В таких машинах существуют температуры газа до 2000 ° С и давление газа около 50 бар.

Для создания 4-тактного ДВС, например, для компрессоров со скользящей лопастью (SV), винтовыми, спиральными и Lontra, обычно требуются две машины, встроенные в некоторый тип взаимно-параллельного расположения.

Качество газовой герметизации всех этих конструкций было бы неспособно эффективно работать при таких температурах и давлениях.

Этот комментарий, относящийся к ДВС, сделан для того, чтобы проиллюстрировать, что фундаментальные герметизирующие возможности Ванкеля (хотя и не такие хорошие, как у поршневого двигателя, использующего поршневые кольца в круглом отверстии), имеют такое качество, что при работе он должен иметь относительно легкую задачу в качестве компрессора. Конечно, это должно происходить при работе с залитым маслом воздухом.

### **1.3.4 Обсуждение основных конструктивных характеристик**

#### **1.3.4.1 Минимальный объем камеры сгорания**

Исследование анимированной модели иллюстрирует, как движение ротора обеспечивает близкое к нулю CV, потому что задняя часть боковой поверхности ротора «гнездится» с отверстием корпуса 60 ° ATDC (угол вала) в конце такта выпуска.

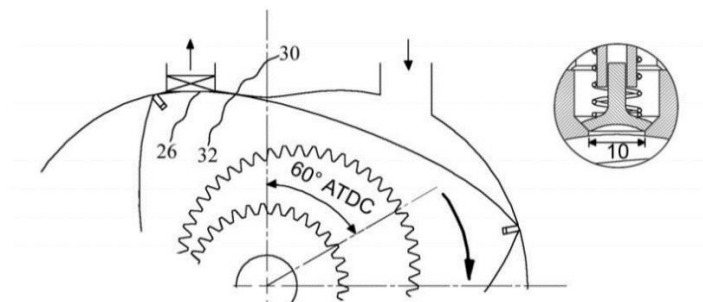


Рис. 2. Вложение боковой поверхности ротора с отверстием корпуса в конце такта выпуска; со вставным видом выходного клапана (три установлены поперечно).

CV (или «мертвый объем») в этом положении ротора состоит из небольшого рабочего зазора между ротором и корпусом и небольших углублений под открывающимися наружу тарельчатыми клапанами.

Общий объем в камере 26 составляет менее 0,5% от объема впускной камеры. В процессе эксплуатации масло, вероятно, в значительной степени заполнит эту полость.

### 1.3.5 Качество газонепроницаемости

Существует три возможных пути утечки:

#### 1.3.5.1 Утечка через радиальный зазор между боковой поверхностью ротора и отверстием корпуса

На анимированной модели показано, как точка перемещения (32) на боковой поверхности ротора постоянно поддерживает близкий радиальный зазор со специально связанной точкой перемещения (30) отверстия корпуса во время фазы от примерно  $60^\circ$  VTDC до  $60^\circ$  ATDC эксцентрикового вала.

Ход выхлопа практически завершен на  $60^\circ$  ATDC.

В двигателях Ванкеля радиальный зазор между боковой поверхностью ротора и отверстием не является важным фактором и обычно составляет около 0,5 мм. В центральной части фланга, конечно, есть углубление для сгорания. В

компрессоре зазор должен быть намного меньше, безусловно, менее 0,1 мм, чтобы избежать чрезмерной утечки через боковую поверхность ротора во время такта сжатия / выпуска.

Расчеты показывают, что даже при зазоре 0,05 мм уплотнение безмасляным воздухом не будет удовлетворительным, но при наличии масла, как это обычно используется во многих типах воздушных компрессоров, утечка за цикл будет меньше, чем примерно 1% свободного воздуха. объем впуска.

На современных станках с ЧПУ с числовым управлением было бы не слишком обременительно обеспечить зазор  $0,05 \pm 0,04$  мм. Небольшая утечка через боковую поверхность ротора, вероятно, состоит в основном из масла, которое будет отложено или отцентрифугировано в отверстие трохоида. Утечка будет в основном вызвана движением поверхности ротора, которое «затягивает» масло через поток, а не через вязкий поток из-за перепада давления.

Начиная с  $60^\circ$  ATDC и выше, боковая поверхность ротора увеличила радиальный зазор до отверстия в корпусе, что больше не влияет на утечку газа, что затем контролируется верхними уплотнениями.

### **1.3.5.2 Утечка через осевой зазор между сторонами ротора и боковыми пластинами**

Новая конструктивная особенность компрессора GW состоит в том, что исключены обычные газовые уплотнения, используемые в роторе двигателя Ванкеля. Доступное масло под давлением, подаваемое из приемного резервуара, используется для полного заполнения и повышения давления во внутренних полостях ротора.

В качестве альтернативы для подачи масла можно использовать отдельный насос.

Центробежная сила на масле внутри ротора будет гарантировать, что давление масла по внешнему периметру внутренней полости ротора всегда



будет выше, чем максимальное давление воздуха в рабочих камерах. Некоторое небольшое количество этого масла из-за перепада давления будет непрерывно и намеренно вытекать наружу в рабочие камеры через осевые зазоры.

Эта функция устраняет все утечки газа из рабочих камер через боковые стороны ротора.

У конструкции есть и другие преимущества:

- Стоимость изготовления 30 газонепроницаемых компонентов и связанных с ними обработанных пазов исключается.
- Устранено механическое трение скольжения этих боковых уплотнений.
- Радиальное пространство, необходимое для боковых уплотнений, не требуется. Следовательно, может быть выбрано исключительно низкое значение  $R / e$  для геометрии ротора. Это приводит к более компактному и легкому весу ротора и получаемой машины с дополнительной экономией на трение благодаря уменьшенным расстояниям и скоростям перемещения уплотнения.

Примечание. В эпитрохоидальном механизме Ванкеля значение  $R/e$  можно легко оценить по осевому чертежу, если посмотреть на близость зубчатого венца ротора PCD к боковой поверхности ротора. Они совпадают, когда  $R/e = 5,0$ .

### **1.3.6 Утечка через верхушки уплотнений**

Апексные уплотнения аналогичной конструкции удовлетворительно работают в ДВС. Следовательно, при работе в компрессоре с «масляным заполнением» любая утечка газа через верхние уплотнения должна быть незначительной. Можно ожидать, что скорость износа будет низкой, как в случае с компрессорами типа SV (скользящая лопасть), потому что на всех подвижных контактах металл-металл будет присутствовать гидродинамическая масляная пленка.

### 1.3.7 Механические потери на трение

Сравнение с компрессором SV аналогичной мощности показывает, что общая площадь поверхности, охватываемая верхними уплотнениями GW в единицу времени, составляет всего лишь около 8% площади, охватываемой лопатками в SV (при условии, что оба работают с одинаковыми оборотами в минуту). Эта низкая цифра возникает из-за того, что ротор GW вращается только на 1/3 скорости эксцентрикового вала, имеется только 3 верхних уплотнения (как правило, 7 или 8 лопастей в SV), а ротор по оси уже и использует более короткие осевые длины уплотнений, чем в типе SV. Кроме того, легкие верхние уплотнения GW не подвергаются значительным усилиям и номинально являются стационарными в своих пазах, в то время как тяжелые лопасти SV подвергаются высокой центробежной силе, направленной наружу. Эти лопасти также колеблются радиально в своих пазах с одновременным наложением изгибающего момента.

Каждый фактор площади развертки, скорости скольжения, радиальной нагрузки и движения лопасти в щель потребляет больше энергии в SV, чем в GW.

GW имеет недостаток трения, состоящий в том, что шестерни ротора работают в «твердом» масле, что не идеально. Но шестерни открыты на обеих осевых сторонах для «захваченного масла», и скорости зацепления не высоки. Специальные формы зубов могут быть использованы.

Вероятное снижение шума при зацеплении редуктора может быть ценным.

### 1.3.8 Объемная эффективность (VE)

Двигатели Ванкеля, которые имеют неограниченное впускное отверстие и синусоидальное изменение объема впуска, имеют возможности для динамической настройки впускного отверстия и обычно достигают VE более

110%, несмотря на то, что во время хода индукции воздух нагнетается и расширяется.

В качестве компрессора VE, вероятно, будет близким к 100%, значительно лучше, чем все другие типы компрессоров, которые страдают от повторного расширения газа CV, некоторой утечки ранее сжатого и нагретого воздуха и, как правило, имеют неуправляемые впускные системы.

VE само по себе не влияет на энергоэффективность, хотя в результате получается машина меньшего размера и легче, которая обладает большей пропускной способностью для заданных утечек и потерь на трение и т.д. Следовательно, эти конкретные коэффициенты потерь улучшаются.

### **1.3.9 Незначительные особенности дизайна**

#### **1.3.9.1 Основное нововведение ротора**

Основное нововведение ротора обеспечивающего герметизацию газа в точке перемещения на боковых поверхностях ротора, приводит к несбалансированным нагрузкам давления газа на боковой поверхности сжатия. Это создает значительную циклическую нагрузку на шестерни, как показано ниже:

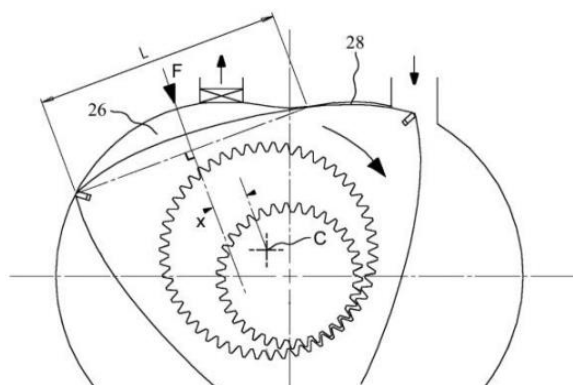


Рисунок 3. Прерывистая нагрузка крутящего момента на шестернях возникает из-за неравномерного давления газа на боковой поверхности ротора.

Давление в камере 26 выше, чем в 28, в результате чего сила  $F$  создает крутящий момент  $Fx$  относительно центра  $C$  ротора

Вопросы дополнительно обсуждаются в патентном документе.

Для применений с более высоким давлением предлагается сдвоенная зубчатая передача с зубчатыми колесами с обеих сторон ротора.

Расчет долговечности показывает, что:

- одиночная зубчатая пара из закаленной стали будет удовлетворительной для дифференциала между входом и выходом до 6 бар
- использование твердой стали позволило бы до 12 бар
- и удвоить эти значения с помощью двойной передачи

### **1.3.10 Изготовление зубчатых колес**

Первый опытный образец требовал, чтобы двойные зубчатые колеса были сформированы отдельно с каждой стороны.

Более поздняя конструкция позволяет обрезать или протягивать одну или две передачи за один проход.

### **1.3.11 Выходные односторонние клапаны требуются в GW в отличие от SV, винтовых и спиральных типов**

Существует достаточно места для установки нескольких небольших и легких тарельчатых клапанов, способных пропускать необходимый объемный поток с быстрым откликом и низкими характеристиками падения давления.

GW имеет преимущественную характеристику в том, что ход выпуска занимает большую продолжительность  $330^\circ$  вращения эксцентрикового вала, из которых  $140^\circ$  используются для выброса последних 10% объема камеры.

Например, при сжатии 7 бар фаза выпуска в поршневом компрессоре занимает только последние  $50^\circ$ , прежде чем будет достигнут минимальный объем. GW использует  $150^\circ$  для этой фазы выхлопа, больше в 3 раза.

Следовательно, выпускные клапаны могут быть меньше или включать меньшую потерю давления, или рабочая скорость может быть выше. По этой причине считается, что необычная комбинация «масляного затопления» в машине, оснащенной выходными клапанами, вряд ли представляет серьезные проблемы.

Выходящее масло будет полезно в отношении демпфирования движения клапанов, смазки и герметизации седел и охлаждения. Три тарельчатых клапана диаметром 10 мм, изготовленные из инженерного пластика Torlon, который обладает низкой плотностью, а также высокой прочностью, а также износостойкостью и температуростойкостью, установлены на испытательном станке в осевом ряду. Вес клапанов составляет всего 0,38 г каждый.

### **1.3.12 Стоимость производства**

Компрессор спирального типа в настоящее время изготавливается экономично, несмотря на то, что очень важно, чтобы радиальные зазоры были очень маленькими в шести «точках уплотнения» одновременно. Управляемые компьютером станки создают точную геометрию поверхности, сохраняя допуски, измеряемые в микронах. GW требуется только одна такая «точка уплотнения». Таким образом, если установлено, что это выгодно, селективная сборка, возможно, основанная только на отверстии корпуса, наружном диаметре ротора и размерах вала, может использоваться для достижения чрезвычайно малого зазора в этой единственной точке.

Спиральные и GW машины в основном схожи в том, что они оба имеют ротор, установленный на эксцентриковом валу, вращающемся внутри корпуса. Производственные затраты на спиральный компрессор считаются низкими. Следовательно, стоимость GW также должна быть приемлемой.

### **1.3.13 «Бесплатное» добавление к рабочему объему**

Особенность конструкции GW, которая дает почти нулевое CV, является результатом того, что ротор продолжает вращаться после нормального

положения «ВМТ двигателя», а затем встраивается в корпус. Благоприятным результатом является то, что объем камеры сгорания ВМТ (показанный на рис. 1) теперь добавляется к вычислению «рабочего объема» обычного роторного двигателя для увеличения объема впускной камеры.

Чтобы уточнить, есть добавление 7,5% бонус объема потребления для данного размера машины. Опять же, это предлагает размер, вес и небольшие преимущества в области энергоэффективности.

Показатель 7,5% является основным разрешением ВМТ геометрии типа 2:3, когда значение  $R/e = 5,3$ .

#### **1.3.14 Работа с частичной нагрузкой**

Дросселирование впуска компрессора типа SV, в частности, приводит к значительному снижению энергоэффективности. GW имеет пространство, доступное на боковых сторонах впускного порта, для включения двух (или более) альтернативных положений с последующим закрытием впускных портов, что является более эффективным способом снижения производительности в соответствии с изменяющимися требованиями потока. Это может позволить использование более дешевого и более эффективного электродвигателя с фиксированной скоростью для некоторых применений.

#### **1.3.15 Применение GW в качестве вакуумного насоса**

Свойства GW особенно выгодны для некоторых режимов работы вакуумного насоса:

- почти нулевое CV в сочетании с хорошей герметизацией газом позволит достичь высокого вакуума в одноступенчатой машине
- низкие механические потери на трение становятся более значимыми для повышения энергоэффективности, когда энергия воздуха может быть очень мала.

- Машина может быть изготовлена в неограниченном размере без проблем с вибрацией.

Ранний тип роторно-поршневого вакуумного насоса показан ниже:

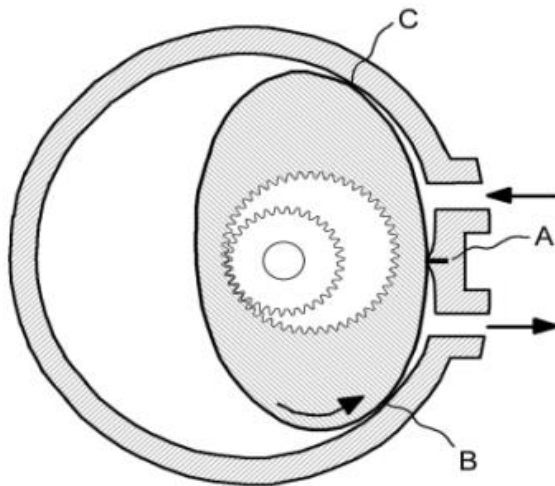


Рисунок 4. Аксиальный роторно-поршневой вакуумный насос гипотероидального типа.

В роторе нет частей газового уплотнения, просто одно «стационарное» уплотнение (А) в корпусе в положении на 3 часа выше. Следовательно, очень важно, чтобы ротор имел очень тесные «уплотнительные» зазоры с отверстием корпуса одновременно в двух точках, В и С, что является трудным производственным требованием (особенно в прежние дни), учитывая, что как люфт зубчатой передачи, так и точность углового позиционирования передач будет влиять на эти зазоры. Возможно, было неизбежно, что эта машина оказалась неэкономичной для производства, и она больше не производится.

Однако в описании этой машины действительно было указано, что она имеет преимущества перед альтернативными вакуумными насосами в том, что:

- объем насосной камеры по отношению к объему всей машины (так называемый «удельный объем») был в два раза больше, чем у конкурирующих вакуумных насосов типа «плунжерный поршень»

- он мог работать с удвоенной скоростью из-за низкой вибрации и, следовательно, был примерно в четыре раза меньше
- низкая вибрация устраняет необходимость в сложных основных принципах.

### **1.3.16 Некоторые сравнения GW с существующими компрессорами**

#### **1.3.16.1 CV (или «мертвый объем»)**

Он меньше, чем у других типов конкурирующих компрессоров.

#### **1.3.17 Газовое уплотнение**

Потенциал качества уплотнения у GW обеспечивает превосходное уплотнение для существующих компрессоров роторного типа и может соответствовать лучшему поршневому типу. Он должен превосходить тип шнека, который имеет очень длинные уплотнительные линии, а также имеет «продувочные отверстия». Он должен быть лучше спирального компрессора, который имеет гораздо больше путей утечки. Это, безусловно, должно быть лучше, чем у SV, у которого есть утечка через осевые концы ротора и лопастей и под лопастями.

#### **1.3.18 Механические потери на трение**

а) Поршневые компрессоры: Преимуществом GW является отсутствие тяги со стороны поршня, а также отсутствие требования к впускным клапанам с соответствующими потерями при перекачке. Как описано ранее, GW имеет нулевое механическое трение на стороне ротора, только небольшие потери вязкого сдвига. Размер и вес GW будут ниже и, следовательно, будут использоваться меньшие подшипники. Общее трение будет ниже, как более подробно оценено в.

б) Ротор спирального компрессора имеет высокую осевую нагрузку в сочетании с постоянным осевым скользящим движением поверхности, что приведет к значительной потере энергии.



в) Шнековый тип имеет очень большую длину линии уплотнения, подверженную высокоскоростному сдвигу вязкого масла. Если в этих точках уплотнения не будет масла, будут утечки.

г) SV обсуждается в 2.3

Снижение механического трения в GW и, следовательно, потребление энергии / тепла немного снизит коэффициент сжатия и, следовательно, обеспечит небольшой выигрыш в эффективности.

### **1.3.19 Тестирование**

В 2014 году компания ECL (Epitrochoidal Compressors Ltd) выполнила проектирование и детализацию первой проверенной концепции машины мощностью 7,5 кВт, от 7 до 10 бар, 2 x 178 куб.

На скорости 2900 об / мин этот объем впуска составляет 1,11 м<sup>3</sup> в минуту.

Было достигнуто соглашение с британским производителем компрессоров, что они будут:

а) Закупать детали для сборки одной машины

б) Испытание в качестве воздушного компрессора от 6 до 10 бар на существующей испытательной установке.

Это тестирование все еще в работе.

В настоящее время ECL также закупает еще 3 комплекта запчастей, чтобы расширить возможности тестирования. Одна из этих машин будет настроена как вакуумный насос.

### **1.3.20 Выводы**

- Являясь ДВС, Wankel обладает большими преимуществами по сравнению с поршневым двигателем в отношении размеров, веса, вибрации, механической и объемной эффективности; но главный недостаток в качестве газового уплотнения, плюс плохая форма камеры сгорания.

Как компрессор, конструкция GW сохраняет все вышеперечисленные преимущества, но избегает двух недостатков. Фактически, именно нижняя «форма камеры сгорания» выгодно использовалась в конструкции GW для создания важной характеристики, близкой к нулю.

- В опубликованных работах сравнивается энергетическая эффективность SV по сравнению с винтом, возвратно-поступательное и против прокрутки; и т. д. Похоже, выводы заключаются в том, что ни один тип не превосходит в этом аспекте ни одного другого. Анализ характеристик CV, газонепроницаемости, трения и объемной эффективности показывает, что GW может обладать на 15-25% большей энергоэффективностью, чем SV; и, следовательно, также выше, чем у других типов существующих воздушных компрессоров.

Следовательно, машина мощностью 7,5 кВт и 8 бар может рассчитывать на достижение приблизительно 75% изоэнтропической эффективности.

Для достижения этой производительности потребуются разработка; и, вероятно, высокая точность обработки, которая обычно используется для изготовления спиральных компрессоров.

- Просмотр площади осевого профиля максимального размера впускной камеры GW (с учетом того, что на оборот вала приходится два впуска) по сравнению со всей машиной (соотношение, которое указывает на так называемый «удельный объем»), подчеркивает, насколько меньше машина GW будет относительно других машин смещения.

- Машина GW имеет меньший вес и состоит из меньшего количества компонентов, чем большинство других типов компрессоров. Следовательно, в более долгосрочной перспективе и когда он производится в объеме, его производство может быть дешевле.

## 2. Влияние утечки и трения на миниатюризацию компрессора Ванкеля

### 2.1 Структура компрессора Ванкеля

Компрессор Ванкеля имеет хороший потенциал для мезопар компрессионной системы охлаждения из-за его преимуществ, таких как простая конструкция, высокая эффективность, низкий уровень вибраций и низкий уровень шума.

Компрессор Ванкеля аналогичен двигателю Ванкеля с точки зрения структуры и работы;

Он состоит из ротора, цилиндра, вала, пары зубчатых колес и верхушечных уплотнений и трех камер в оболочке ( $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ ) (Рисунок 1). Приводная структура компрессора Ванкеля состоит из зубчатой пары и эксцентрикового вала, ротора, чтобы совершать планетарные движения в цилиндре компрессора. Угловая скорость эксцентрикового вала составляет в три раза больше, чем у ротора; Таким образом, два цикла охлаждения достигаются, когда эксцентриковый вал завершает полный оборот.

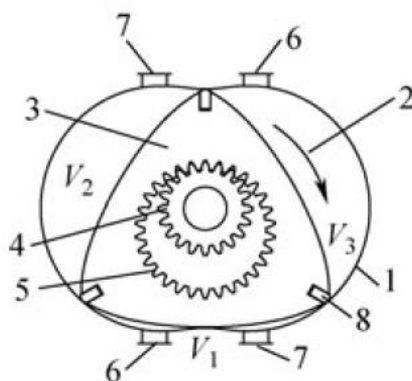


Рисунок 1. Схематичная диаграмма компрессора Ванкеля. 1. Цилиндр; 2. Камера; 3. Ротор; 4. Внешняя шестерня; 5. Внутренняя шестерня; 6. Впуск; 7. Выпуск; 8. Угловое уплотнение.

Машина Ванкеля - это своего рода роторная машина. Был достигнут большой прогресс в области исследований о Ванкеле и роторных машин в прошлом веке. Численные симуляции внесли большой вклад в исследования и разработку Ванкеля и роторных машин. Пеннок и Берд [8] вывели уравнения для радиального и поперечного составляющего ускорения апексного уплотнения в роторе компрессора Ванкеля и сделали динамический силовой анализ уплотнения, в том числе силы трения между концами уплотнения и камеры, а также между сторонами уплотнения и ротором. Хеппнер и соавторы [25-27] проанализировали поток утечки и потери на трение роторного двигателя и компрессора и установили проектные параметры для микросистемы уплотнения двигателя. Пратер и Уильям [8,9] описали методологию и результаты эксперимента по измерению соотношения основной незатухающей собственной частоты и демпфирования для разгрузочного язычка в качающемся поршне компрессора. Сяо и соавторы [11-13] представили моделирование роторного компрессора и сравнение его производительности с результатами измерений.

Несколько факторов, таких как потеря трения, утечка, между ротором и профилем цилиндром, а также положения впуска и выхлопные отверстия, следует учитывать при разработке мезо Компрессор Ванкеля. Внедрение компьютерного моделирования может значительно сократить срок проектирования и уменьшить стоимость разработки. Поэтому численное моделирование необходимо чтобы получить рациональные проектные размеры. Влияния некоторых факторов, таких как утечка и потеря трения, на производительность мезо компрессора Ванкеля, отличается от влияния на обычный компрессор Ванкеля. На основе современных технологий производства и смазки, влияние утечки и потери на трении увеличивают непрерывно с постепенным уменьшением проектных размеров и охлаждающей способностью. Подача и механическая эффективность значительно падает, когда размеры и охлаждающая способность конструкции достигают определенных значений. Таким образом, предел рационального проектного

измерения должен быть проанализирован в разработке мезо-компрессора Ванкеля.

Этот раздел представляет численное моделирование производительности мезомасштабного компрессора Ванкеля и обсуждается расчетный предел охлаждающей способности и размеры для мезо компрессора Ванкеля. Симуляционная модель ориентирована на выполнение цикла. Моделирование механической оптимизации выполняется для поиска оптимальных размеров мезо Ванкеля. Расчетный предел был получен на основе анализа утечки и потери на трение компрессора мезо Ванкеля.

## 2.2 Механическая оптимизация

### Трение в компрессоре Ванкеля

Потеря трения обычно играет важную роль для производительности компрессора. В мезо и мини машинах отношение поверхности к объему к контактным поверхностям с трением велико и не может быть адекватно смазано как машины нормального масштаба. В этой имитационной модели восемь пар трения были приняты во внимание и перечислены следующим образом:

- 1) Потеря трения между основным валом и основным подшипником,  $L_1$ ,

$$L_1 = \frac{2\pi\mu\omega^2 R_s^3 l_m}{c_m}. \quad (1)$$

- 2) Потеря трения между главным валом и вспомогательным подшипником,  $L_2$ ,

$$L_2 = \frac{2\pi\mu\omega^2 R_s^3 l'_m}{c'_m}. \quad (2)$$

3) Потеря трения между эксцентриковым подшипником и эксцентриковым валом, L3,

$$L_3 = \frac{2\pi\mu(\omega - \omega_r)^2 R_e^3 l_e}{\delta_3}. \quad (3)$$

4) Потеря трения между вершиной уплотнения и внутренней поверхностью цилиндра, L4

$$L_4 = \frac{z}{540} \cdot \left[ \sum_{\vartheta=1^\circ}^{270^\circ} F_{t2} \frac{v_T \sin \psi}{\sin(\theta + \psi)} + \sum_{\vartheta=271}^{540} F_{t1} \frac{v_T \sin \psi}{\sin(\theta - \psi)} \right] \quad (4)$$

5) Потеря трения между верхним уплотнением и уплотнительной канавкой, L5

$$L_5 = \frac{z}{540} \sum_{\vartheta=1^\circ}^{540^\circ} f_2 (p_{gs} - F_T) v_R \quad (5)$$

6) Потеря трения между торцом эксцентрика вала, торцом ротора и концевыми пластинами, L6

$$L_6 = \pi\mu \left\{ \frac{\omega_r^2 [(R_r^4 - R_{ge}^4) + (R_r^4 - R_e^4)]}{\delta_{6a}} + \frac{\omega^2 (2R_e^4 - R_s^4)}{\delta_{6b}} \right\} \quad (6)$$

7) Потеря трения между шестернями, L7

$$L_7 = \frac{f_7 l_z z_1 M e \omega^3}{2\pi \sin \beta}. \quad (7)$$

В этой работе потери на трение L4, L5 и L7 были выведены на основе принципа трения.

### 2.3 Оптимизация для снижения трения в компрессоре Ванкеля

Учитывая, что трение неизбежно в компрессоре Ванкеля, необходимо искать оптимальные параметры на основе минимальных потерь на трении при заданных рабочих условиях (Таблица 1). В этом исследовании был использован комплексный метод оптимизации. Задача состоит в том, чтобы найти минимальные общие потери трения компрессора Ванкеля.

Таблица 1. Условия эксплуатации компрессора Ванкеля с хладагентом R134a.

№	Параметр	Описание	Значение
1	Q	Охлаждающая способность/W	300
2	n	Количество оборотов/(об*мин <sup>-1</sup> )	1800
3	T <sub>eva</sub>	Температура испарения	5
4	T <sub>con</sub>	Температура конденсации	46
5	p <sub>in</sub>	Давление на впуске/Мпа	0,35
6	p <sub>in</sub>	Давление на выпуске/МПа	1,20

Девять проектных переменных были выбраны как оптимальные параметры, основанные на анализе потерь на трение (L1-L7) в уравнениях (1)-(7). Переменные конструкции включали толщину и высоту апексного уплотнения, коэффициент формы, смещение, радиус основного вала, радиус и высота эксцентрикового вала, количество зубов внешней шестерни, и модуль зубчатой передачи.

Оптимизация может быть описана как целевая функция

Целевая функция:

$$\begin{aligned} F \rightarrow F_{\min} &= L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7 \\ &= f(b_s, h_s, K, a, R_r, R_e, h_e, z_1, m_g) \end{aligned} \quad (8)$$

Также подвергается следующим ограничениям:

Явные ограничения:

$$a_j \leq x_j \leq b_j (j = 1, 2, \dots, 9) \quad (9)$$

Неявные ограничения:

$$g_i(X) \geq 0 (i = 1, 2, \dots, 5) \quad (10)$$

В формуле (9),  $x_j$  ( $j=1,2,\dots,9$ ) явные ограничения представлены параметрами  $b_s$ ,  $h_s$ ,  $K$ ,  $a$ ,  $R_s$ ,  $R_e$ ,  $h_e$ ,  $z_1$ , и  $m_g$  соответственно. Значения  $a_j$  и  $b_j$  (таблица 2) являются пределами диапазона. В формуле (10)  $g_i$  ( $i=1,2,\dots,5$ ) являются неявными ограничениями, и  $i$  число неявных ограничений. В таблице 3 перечислены предельные значения неявных ограничений. Оптимальные результаты с точки зрения размеров и потери трения, полученные в результате оптимизации, показаны в Таблицы 4 и 5 соответственно. Результаты показывают совокупную потерю трения 11,03 Вт; самая большая потеря трения происходит от  $L_6$ , что эквивалентно приблизительно 63,29%.

Конструктивные размеры (таблица 4) показывают создание прототипа компрессора Ванкеля и эксперимент, проведенный с потерями на трение в нормальной атмосфере. Потери на трение были получены путем отсоединения фрикционных деталей прототипа компрессора Ванкеля посредством



пошагового процесса, после которого была измерена соответствующая выходная мощность двигателя. Предсказанные и экспериментальные результаты сравниваются в Таблице 6. Относительная погрешность общих потерь на трение составляет около  $-5,53\%$ , что указывает на целесообразность рациональных уравнений потерь на трение и модели оптимизации компрессора Ванкеля.

## 2.4 Термодинамический анализ мезо компрессора Ванкеля

### 2.4.1 Утечка компрессора Ванкеля

Утечка газа происходит во всех зазорах, соединенных с камерой (рисунок 2). Утечки в компрессоре Ванкеля можно разделить на внутренние и внешние утечки. Внутренняя утечка в компрессоре Ванкеля может происходить через заглушки между наружным отверстием и цилиндром ( $m_{scy}$ ), этими боковыми поверхностями и концевыми плитами ( $m_{sc}$ ), уплотнением и канавкой для уплотнения ( $m_{sg}$ ), а также ротором и концевыми плитами ( $m_{rc}$ ). Внешняя утечка в основном происходит в промежутке между главным подшипником и главным валом ( $m_{bs}$ ) и может игнорироваться рациональной конструкцией уплотнения вала. Промежутки утечки  $m_{scy}$  очень короткие; поэтому процесс утечки упрощается как поток газа через сходящееся сопло. Утечка может быть рассчитана по формуле:

$$m = \phi A g(p_i, \rho_i, p_o) \quad (11)$$

Где,

$$g(p_i, \rho_i, p_o) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_i p_i \left(\frac{p_o}{p_i}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_o}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, & \left(\frac{p_o}{p_i}\right) \geq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \\ \sqrt{\rho_i p_i \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, & \left(\frac{p_o}{p_i}\right) < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \end{cases} \quad (12)$$

В трех других зазорах от утечки используются длинные узкие проходы, которые сравниваются с высшими и упрощенными сходящимися соплами с прямой трубой равного сечения. Массовый поток можно выразить как:

$$m = \delta H p_e v_e / R_g T_e. \quad (13)$$

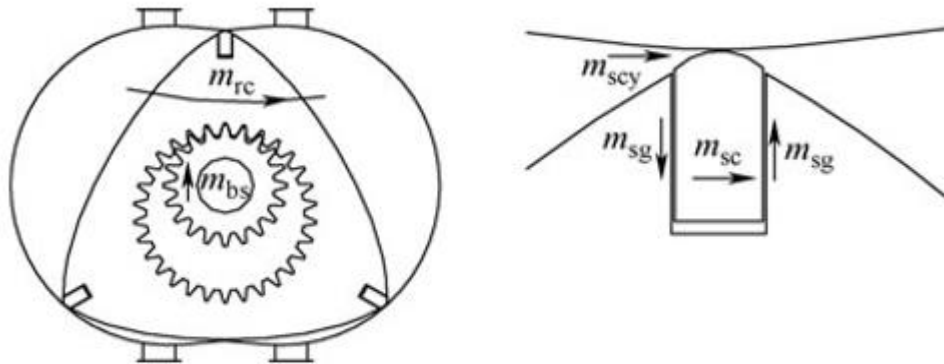


Рисунок 2. Утечка компрессора Ванкеля.

#### 2.4.2 Анализ процесса сжатия

Оптимальные размеры и условия эксплуатации представлены в таблицах 4 и 1 соответственно. Прогнозируемые результаты, такие как изменение объема, давления, температуры и массы в трех камерах в компрессоре Ванкеля разными эксцентрическими углами, были получены численным моделированием. Также были получены другие параметры производительности, такие как охлаждающая способность, утечка, масса

впуска, масса выпуска и так далее. Типичные результаты моделирования показаны на рисунке 3. Вариации параметров в трех камерах ( $V_1$ ,  $V_2$  и  $V_3$ ) одинаковы. Камера  $V_3$  была взята в этом исследовании в качестве образца для детального анализа.

Рисунок 9(a) показывает изменение давления в трех камерах компрессора Ванкеля. Давление ( $p_{V_3}$ ) оставалось практически неизменным во время процесса впуска. Процесс сжатия начался, когда объем начал увеличиваться, пока объем не достиг максимума. Давление непрерывно увеличивалось с уменьшением объема, пока давление не достигло обратного давления (эксцентричный угол составляет приблизительно  $360^\circ$  в этой статье). Давление было практически стабильным на определенном уровне в процессе выпуска до тех пор, пока выпускной клапан не закрылся (в этот момент угол эксцентрика составлял приблизительно  $450^\circ$ ). Процесс работы переходил к процессу расширения при закрытии выпускного клапана и заканчивался при открытии впускного клапана, тем самым завершая весь цикл.

Таблица 2. Явные ограничения, используемые при оптимизации.

№	Явные ограничения	Описание	Нижний предел	Верхний предел
1	$b_s$	Толщина бокового уплотнения/мм	0.5	3
2	$h_s$	Высота бокового уплотнения/мм	4	10
3	$K_a$	Коэффициент формы	5.5	7.5
4	$a$	Смещение/мм	0.5	1.5
5	$R_s$	Радиус главного вала/мм	2	5
6	$R_e$	Радиус эксцентрикового вала/мм	3	15
7	$h_e$	Высота эксцентрикового вала/мм	3	15
8	$z_1$	Количество зубов внешней передачи	18	30
9	$m_g$	Модуль передачи/мм	0.4	1

Таблица 3. Неявные ограничения, используемые в дизайне оптимизации.

№	Неявные ограничения	Описание	Нижняя граница	Верхняя граница
1	$m_g z_1 / 4$	Дистанция эксцентрика	2	5
2	$R_e - R_s - e$	Разница между радиусом вала эксцентрика и суммой радиуса основного вала и расстояния эксцентрика/мм	0	6
3	$V^a / [3\sqrt{3}(Ke + a)e]$	Высота цилиндра/мм	4	20
4	$K \cdot e - (3e + 2)$	Глубина зачистной канавки/мм	5	15
5	$V^a / [3\sqrt{3}(Ke + a)e] - h_e$	Высота передачи/мм	1	12
6	$Ke - 5e$	Толщина стенки ротора/мм	3	10

Таблица 4. Оптимальные размеры компрессора Ванкеля.

№	Параметр	Значение	№	Параметр	Значение
1	$b_s/\text{mm}$	1.64	6	$R_e/\text{mm}$	5.82
2	$h_s/\text{mm}$	5.56	7	$h_e/\text{mm}$	4.05
3	$K$	6	8	$z_1$	20
4	$a/\text{mm}$	0.86	9	$m_g/\text{mm}$	0.6
5	$R/\text{mm}$	2.82			

Таблица 5. Механический анализ компрессора Ванкеля в вышеуказанных условиях эксплуатации и оптимальных размерах.

Потери на трении								
	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	total
предсказанная/Вт	0.28	0.28	1.18	1.49	0.46	6.98	0.36	11.03
Вклад %	2.51	2.51	10.67	13.55	4.20	63.29	3.29	100.00

Таблица 6 Сравнение предсказанных и экспериментальных (при нормальном давлении и  $n = 1800$  об / мин) результатов потерь на трение.

Потери на трении						
	L1	L2	L3+L7	L4+L5	L6	total
Предсказанная/Вт	0.28	0.28	1.54	2.09	6.98	11.17
Экспериментальная/Вт	0.23	0.23	1.27	1.76	7.06	10.55
Относительное отклонение/%	-16.77	-16.77	-17.22	-15.76	1.14	-5.53

Изменение температуры газа, показанное на рис. 9(b), пропорционально давлению газа в камере. В процессе впуска, впускной газ нагревался высокотемпературным газом, просочившимся из двух других камер и высокотемпературной стенки ротора, цилиндра и концевых пластин, что привело к небольшому повышению температуры газа в процессе впуска. В процессе сжатия температура быстро увеличивалась с увеличением давления, и температура газа постоянно снижалась в выхлопе и процессе расширения. Рисунок 9(c) иллюстрирует изменение массы газа в трех камерах компрессора Ванкеля. Масса газа постоянно увеличивалась в процессе впуска и постоянно уменьшалась в процессе выпуска. У газовой массы было небольшое увеличение на ранней стадии процесса сжатия и небольшое уменьшение на более поздней

стадии процесса сжатия. Это условие было обращено в процессе расширения. Этот механизм объясняется тем, что давление газа в камере V3 является самым низким из трех камер в начале сжатия, в результате чего увеличенная масса выходит из двух других камер через зазоры утечки. При продолжающемся процессе сжатия давление газа в камере V3 непрерывно увеличивалось, и масса газа уменьшалась, когда массообмен с двумя другими камерами становился отрицательным. Изменение массы в процессе расширения аналогично процессу сжатия.

Изменение массы впуска и массы выхлопа показано на рис. 9(d). Поток массы потребления сначала увеличивался, а затем уменьшался в процессе приема. Это явление, которое связано с изменением объема камер. Масса выхлопных газов непрерывно снижалась в процессе выхлопа. Скорость выхлопа была выше, чем скорость всасывания, потому что плотность газа в выхлопной камере была выше, чем в впускной камере. Рисунки 3 (e) и 3 (f) показывают изменение утечки. Основные пути утечки показаны зазором между ротором и концевыми пластинами и зазором между вершиной уплотнения, и цилиндром, что составляет 42% и 28% от общей утечки, соответственно.

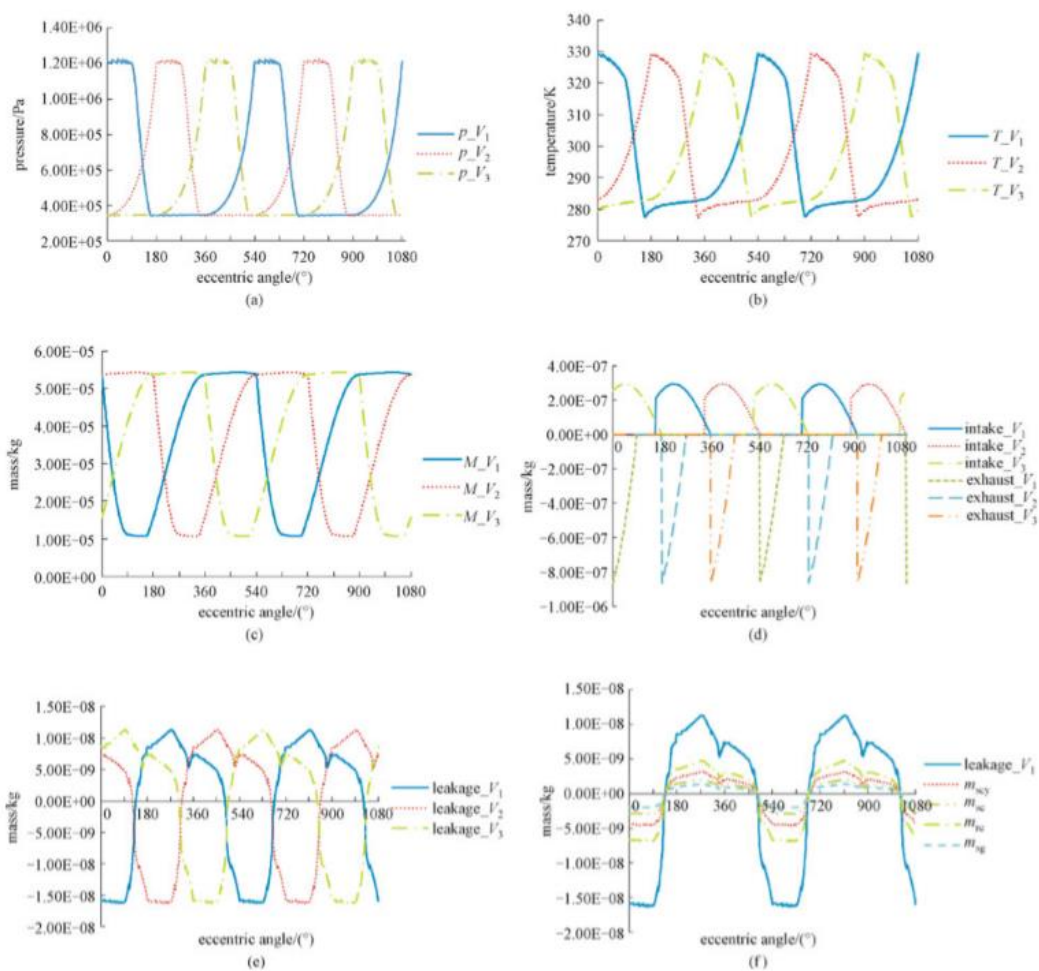


Рисунок 8 Изменение рабочих параметров компрессора Ванкеля с эксцентриковым углом (а) Давление; (б) температура газа; (в) масса газа; (г) масса отработавших газов; (е), (е) утечки.

## 2.5 Расчетный предел мезо компрессора Ванкеля

Влияние утечек и потерь на трение на производительность компрессора постепенно увеличивается с уменьшением размера компрессора мезо-ванкеля. Соответственно, есть два фактора, определяющих предел конструкции мезо-ванкелевого компрессора. Во-первых, в условиях все более серьезной утечки из вытяжного клапана выталкивается меньшее количество сжатого газа, что затрудняет достижение газовым давлением в камере сжатия обратного давления. Следовательно, одним из конструктивных ограничений для мезо-компрессора Ванкеля было то, что выпускной клапан не может быть открыт в течение всей операции. Потеря трения послужила еще одним определяющим



фактором расчетного предела. Соотношение потерь на трение и мощности на валу непрерывно увеличивалось, а механическая эффективность постепенно уменьшалась с уменьшением размеров компрессора. Другой предел дизайна был установлен, когда механическая эффективность достигла ниже определенного значения (50% в этой статье). При расчете компрессор мезо-ванкеля имеет те же условия работы, за исключением охлаждающей способности (как показано в таблице 1) и допуска на обработку (5 мкм). В этой работе начальная холодопроизводительность компрессора Ванкеля была оценена на основе математической модели без учета утечки и потерь на трение; Кроме того, объемная эффективность компрессора Ванкеля принималась равной 80%. В таблице 7 приведен набор параметров оптимизации, полученных с помощью модели оптимизации мезо-ванкелевого компрессора. Соответствующие рабочие параметры, полученные с помощью имитационной модели, соответственно представлены в таблицах 8 и 9. Таблица 8 показывает, что доля утечки в объеме газа увеличивается с уменьшением охлаждающей способности мезо-ванкелевого компрессора. Отклонение между фактической охлаждающей способностью и начальным расчетным значением постепенно увеличивается. При допуске на обработку 5 мкм утечка между тремя камерами выше, чем смещение, когда начальная холодопроизводительность достигает 10 Вт, а фактическая холодопроизводительность составляет только приблизительно 4 Вт. Сжатый газ не может достичь противодействия, и выпускной клапан не может быть открыт, когда начальная мощность охлаждения составляет приблизительно 5 Вт; в противном случае мезо компрессор Ванкеля не может работать нормально. В таблице 9 показано изменение потерь на трение, мощности на валу, коэффициента полезного действия (КПД) и механической эффективности при разных мощностях охлаждения компрессора мезо-ванкеля. КС и механическая эффективность постепенно уменьшаются с уменьшением охлаждающей способности; оба параметра падают до 2,1 и 44,6% соответственно, когда начальная охлаждающая способность мезо-ванкелевого компрессора достигает

приблизительно 10 Вт. Из приведенного выше анализа, ограничение рациональной охлаждающей способности, полученное для мезо-ванкелевого компрессора, составляет приблизительно 4 Вт.

Таблица 7. Набор размеров оптимизации для компрессора Ванкеля с различной охлаждающей способностью.

охлаждающая способность/Вт											
	300	250	200	150	100	50	40	30	20	10	5
$b_s/\text{mm}$	1.6	1.5	1.4	1.2	1	1	0.9	0.9	0.8	0.7	0.6
$h_s/\text{mm}$	5.6	5.3	5.1	4.8	4.6	4.3	4	3.8	3.6	3.2	2.5
$m_g/\text{mm}$	0.6	0.6	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.3
K	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
$z_1/\text{mm}$	20	20	18	20	18	16	14	16	16	14	14
Re/mm	5.8	5.5	5	4.6	4.25	3.8	3.25	2.9	2.7	2.4	2.05
$R_s/\text{mm}$	2.8	2.5	2.3	2.1	2	1.8	1.5	1.3	1.1	1	1
$V/\text{mm}^3$	3388	2767	2112	1704	1123	524	450	336	252	129	74
a/mm	0.86	0.82	0.75	0.7	0.65	0.6	0.5	0.4	0.4	0.4	0.3
$h_c/\text{mm}$	4.1	3.6	3.2	3	2.6	2	2	1.8	1.6	1.4	1.2
R/mm	18	18	16.2	15	13.5	12	10.5	9.6	9.6	8.4	6.3
e/mm	3	3	2.7	2.5	2.25	2	1.75	1.6	1.6	1.4	1.05
H/mm	11.5	9.4	8.9	8.4	6.8	4	4.5	4.0	3.0	2.0	2.1

## 2.6 Выводы

Анализ показал, что основная утечка связана с зазором между ротором и концевыми плитами, а также между вершиной уплотнения и цилиндром. Оптимизация для мезо-компрессора Ванкеля обсуждается на основе анализа потерь на трение. В этом разделе обсуждается семь видов потерь на трение (L1 – L7). Наибольшая потеря трения происходит от L6, который составляет

примерно 63,29% от общей потери на трение. Осуществимость модели системы и модели оптимизации мезо компрессора Ванкеля была доказана экспериментом по снижению потерь на трение при нормальном давлении на прототипе мезо компрессора Ванкеля. Относительная ошибка общих потерь на трение между предсказанными и экспериментальными результатами составляет приблизительно –5,53%. Последствия утечки и потери на трение в основном рассматриваются при анализе предельного значения для этого компрессора Ванкеля. Было обнаружено, что с уменьшением охлаждающей способности доля утечки и вытеснения постепенно увеличивается, а КПД и механическая эффективность постепенно снижаются. Было установлено, что предел рациональной холодопроизводительности для компрессора мезо-Ванкеля составляет приблизительно 4 Вт, а для КПД и механической эффективности - 2,1% и 44,6% соответственно. Имитационная модель была использована при разработке мезо-компрессора Ванкеля для микросистем. Это также обеспечивает способ для более всесторонних исследований моделирования и для возможного полного компьютерного исследования дизайна оптимизации.

Таблица 8. Параметры, относящиеся к компрессору Ванкеля с различной холодопроизводительностью.

	охлаждающая способность/Вт										
	300	250	200	150	100	50	40	30	20	10	5
утечки/(10 <sup>-4</sup> кг*с <sup>-1</sup> )	2.66	2.40	2.18	2.01	1.68	1.16	1.11	0.97	0.83	0.58	0.41
смещение/(10 <sup>-4</sup> кг*с <sup>-1</sup> )	24.8	20.2	15.1	12.0	7.5	3.0	2.5	1.7	1.1	0.3	0
вложения/%	10.7	11.9	14.4	16.9	22.5	38.7	45.2	58.6	75.2	193	
актуальная охлаждающая способность	332	270	202	160	100	40	33	22	15	4	0

Таблица 9 Параметры, относящиеся к компрессору Ванкеля с различной холодопроизводительностью.

охлаждающая способность/Вт											
	300	250	200	150	100	50	40	30	20	10	5
потери на трении/Вт	11.0	11.1	7.7	5.9	4.2	2.6	1.8	1.4	1.3	1.1	0.7
мощность на валу/Вт	75.5	63.4	46.9	37.0	23.7	10.4	8.2	5.7	4.1	1.9	0.8
СОР	4.4	4.3	4.3	4.4	4.2	3.9	4.1	4.0	3.6	2.1	0.0
механическая эффективность/%	85.4	82.6	83.6	83.9	82.1	75.2	77.9	75.0	69.3	44.6	17.9

### **3. Анализ уплотнительной системы роторно-поршневого компрессора**

#### **3.1 Роторно-поршневой насос**

##### **3.1.1 Общая информация о роторно-поршневых компрессорах**

В 1957 году инженер НГУ Пашке предложил оригинальную конструкцию двигателя Ванкеля. В 1963 году Ванкель подробно представил принцип работы двигателя [1]. Хотя многие производители пытались внедрить двигатель Ванкеля, только Mazda начала использовать этот новый тип двигателя в своей автомобильной продукции с 1962 года. Подобно двигателю принцип Ванкеля может быть применен к другим системам. Например, расширитель цикла Ренкина, Бадр [6] представляет систему энергетического цикла на паровой установке с использованием расширителя Ванкеля. Как и двигатель Ванкеля и расширитель Ванкеля, роторно-поршневой насос (RPP) обладает большей выходной плотностью, чем поршневой насос, имеет более высокую удельную мощность [7] и позволяет избежать дисбаланса момента инерции и силы инерции, вызванных поршневым рабочим режимом поршня, что приводит к инерционной нагрузке опорного элемента в поршневом насосе, чтобы активизировать и легко приводит к нестабильной вибрации и шума всего устройства. Из-за хорошей производительности RPP был применен в некоторых областях, таких как искусственное сердце и цементация. Тем не менее, плохая система уплотнения по-прежнему является ключевым моментом, который ограничивает распространение двигателя Ванкеля и RPP.

##### **3.1.2 Структура РПП**

Основные части одноцилиндрового RPP включают коленчатый вал, ротор, блок цилиндров, седло шестерни, блок подшипников и две крышки, как показано на рисунке 1. Седло шестерни находится в центре крышки. Коленчатый вал включает в себя главный журнал и соединительный журнал. Центр поперечного сечения основного цапфы является концентрическим с центром блока цилиндров, а центр поперечного сечения соединительной цапфы

является концентрическим с центром ротора. Зубчатое колесо зубчатой передачи входит в зацепление с кольцевым зубчатым колесом в роторе, и передаточное число составляет 2:3. Внутренний профиль цилиндра представляет собой наружную трохoidalную дугу, и ротор разделяет цилиндр на три рабочие камеры. Эксцентриковое вращательное движение ротора заставляет объем трех рабочих камер постоянно изменяться, чтобы завершить всасывание и нагнетание.

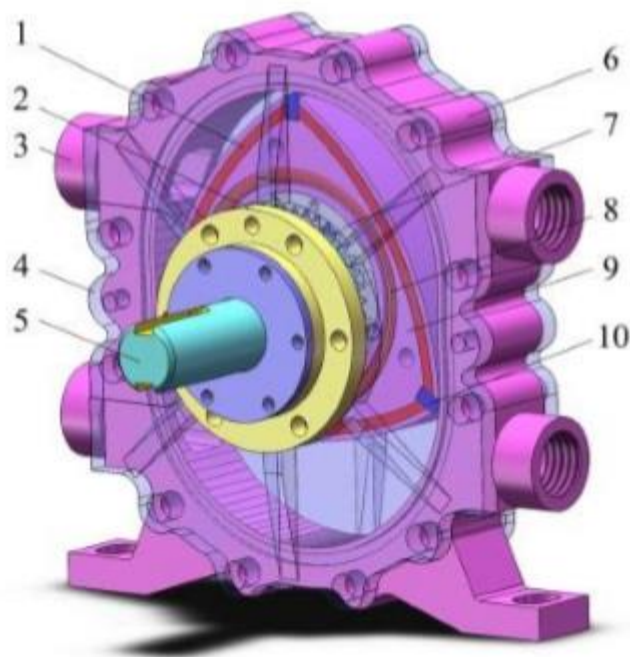


Рисунок 1. Структура РПП.

1- Изогнутая уплотнительная планка, 2-ступенчатое седло, 3 впускных или выпускных отверстия, 4 крышки, 5 коленчатых валов, 6 цилиндров, 7 кольцевых передач, 8 уплотнительных колец, 9 роторов, 10 уплотнительных планок

### 3.2 Рабочая характеристика

Внутренний профиль цилиндра также является огибающей движущейся вершины ротора [9,10]. В системе координат X-Y на рисунке 2 расстояние от центра ротора до вершины равно  $O_2B$ , значение которого равно  $R$ , а расстояние между центром ротора и центральной цапфой коленчатого вала равно  $O_1O_2$ , значение которого равно  $e$ . Когда ротор вращается с рисунка 2 (а) по рисунок 2 (б), угол движения точки В равен  $\beta$ , а точка ограды угла движения М равна  $\varphi$ .

Основываясь на регулировании движения ротора, появляются две равные кривые:  $\alpha \cdot r_2 = \beta \cdot r_1$ . Из зубчатой передачи двух зацепленных зубчатых колес можно определить  $\alpha / \beta = r_2 / r_1 = 2/3$ , а затем  $\beta = \alpha + \varphi = 3\varphi$ . Из геометрических соотношений на рисунке 3 можно получить профиль внутреннего цилиндра:

$$\left. \begin{aligned} X &= e \cos \beta + R \cos \frac{\beta}{3} \\ Y &= e \sin \beta + R \sin \frac{\beta}{3} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Кольцевое зубчатое колесо закреплено и приводит в движение внутренний профиль цилиндра за счет зубчатого колеса на седле зубчатого колеса, образуя три оболочки, которые являются сторонами ротора. Есть три эквивалентные дуги, которые будут использоваться в качестве сторон ротора. AC с точкой G является одним из них, а его радиус GA равен:

$$GA = \sqrt{GH^2 + HA^2} = \frac{(R - e)^2 + 3e^2}{R - 4e} \quad (2)$$

Области  $S_{ADF}$  могут быть выражены уравнением (1):

$$S_{ADF} = \int_{\pi}^{\frac{2\pi}{3}} (e \sin 3\varphi + R \sin \varphi)(e \cos 3\varphi + R \cos \varphi)' d\varphi \quad (3)$$

Области  $S_{AEF}$  могут быть выражены известными условиями:

$$S_{AEF} = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{3\sqrt{3}}{8}\right)R^2 \quad (4)$$

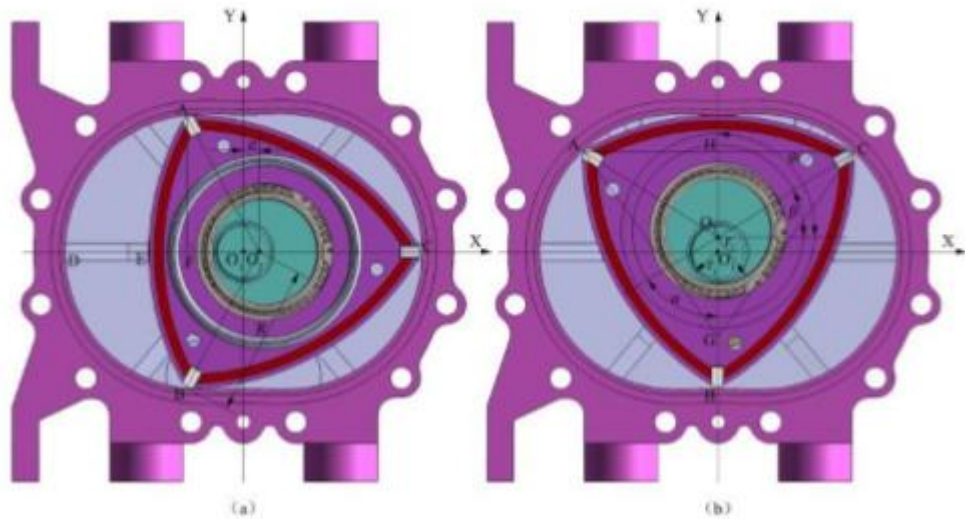


Рисунок 2. Геометрическая модель РПП.

На рисунке 2(a) рабочая камера ADBE получает наибольший объем, а площадь  $S_{ADBE}$  составляет:

$$S_{ADBE} = 2S_{ADE} = 2(S_{ADF} - S_{AEF}) = \pi e^2 + \frac{3\sqrt{3}eR}{2} - \left(\frac{\pi}{6} - \frac{\sqrt{3}}{2}\right)R^2 \quad (5)$$

Наконец, теоретическая скорость потока ( $q_0$ ) RPP равна:

$$q_0 = 2nsS_{ADBE} = \left(4s\pi e^2 + 6\sqrt{3}eRs - \frac{2\pi}{3}R^2s + 2\sqrt{3}R^2s\right)n \quad (6)$$

Три рабочие камеры (W-C) чередуются во всасывании и нагнетании. Объем WC изменяется с углом поворота  $\varphi$  коленчатого вала, как показано на рисунке 3.



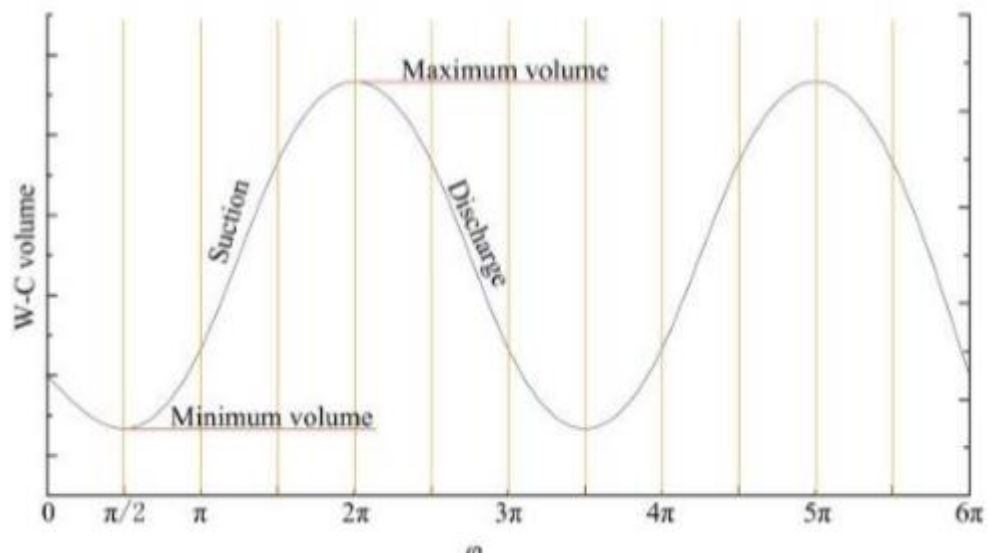


Рисунок 3. Объем W-C изменяется с углом поворота  $\phi$  коленвала.

### 3.3 Уплотнительная система

#### 3.3.1 Уплотнительная конструкция

По сравнению с двигателем Ванкеля давление жидкости в RPP выше, чем давление газа в двигателе. В дополнение к этому жидкость, которую насосы RPP могут разрезать поверхности ротора и внутренние поверхности крышек. Это приводит к ухудшению условий труда. Следовательно, структура, размер и материал системы уплотнения имеют важное значение. Если параметры не рассчитаны должным образом, произойдет деформация и сильный износ, как показано на рисунке 4.

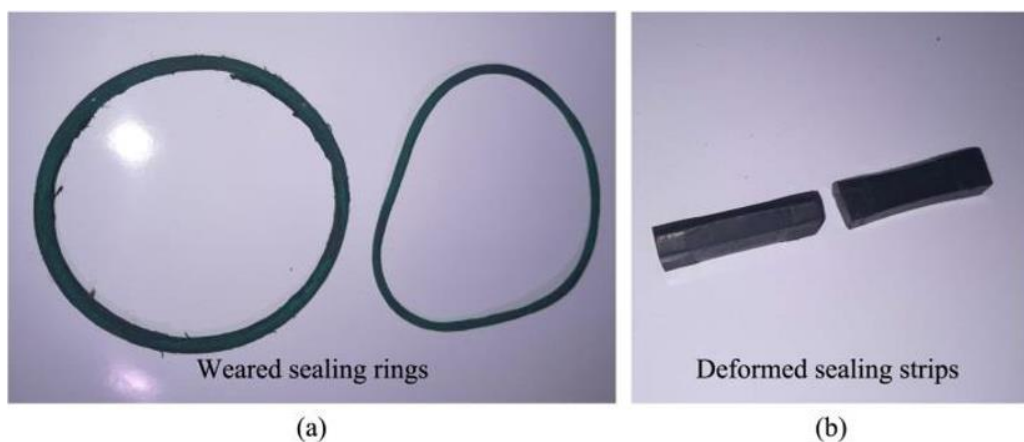


Рисунок 4. Износ и деформация уплотнительных колец и полос.

### 3.3.2 Осевое уплотнение

Осевые уплотнительные полосы между рабочими камерами предназначены для предотвращения утечки между каждой камерой. При колебаниях потока и давления уплотнительные полосы качаются вперед и назад в канавках. Когда одна из уплотнительных полос достигает положения А на рисунке 5(а), перепад давления и вращение ротора имеют одинаковое направление. Анализ силы показан на рисунке 5(б).

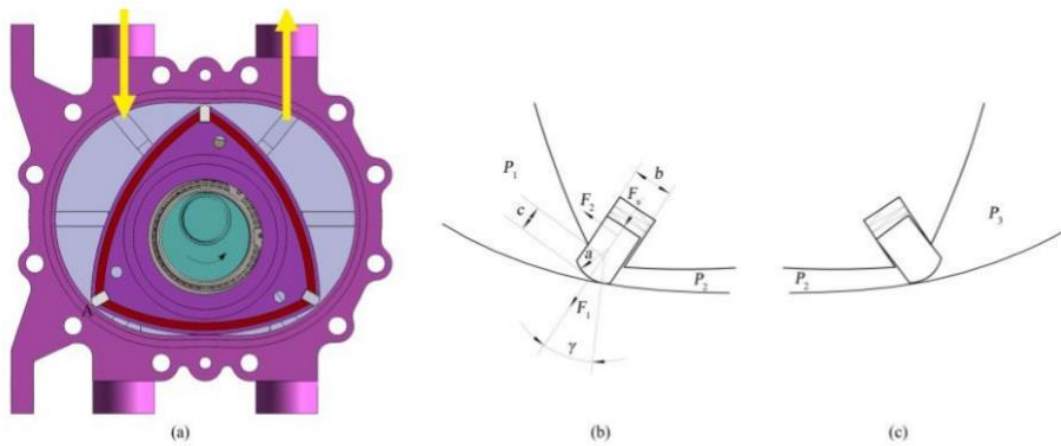


Рисунок 5. Анализ уплотнительной ленты.

Трение можно игнорировать. Если материал уплотнительной ленты достаточно твердый, чтобы игнорировать трение, например, двигатель Ванкеля,  $F_2$  можно выразить как:

$$F_2 = lhP_2 - lcP_1 + m\omega^2 e \sin \frac{2}{3} \varphi \quad (7)$$

И  $F_1$  можно выразить как:

$$F_1 = lbP_2 - P_2 \left( \frac{b}{2} - a \sin \gamma \right) - P_1 \left( \frac{b}{2} + a \sin \gamma \right) + m\omega^2 \left( \frac{r}{9} + e \cos \frac{2}{3} \varphi \right) + F_s \quad (8)$$

Где  $l$  - длина уплотнительной полосы.  $h$  - высота уплотнительной полосы.  $P_1$  и  $P_2$  - давления рабочих камер.  $c$  - длина уплотнительной ленты вне канавки.

$m$  - масса уплотнительной ленты.  $\omega$  - угловая скорость коленчатого вала.  $b$  - ширина уплотнительной полосы.  $a$  - радиус головки уплотнительной ленты.  $\gamma$  - угол контакта.  $r$  - длина уплотнительной ленты от центра ротора.  $F_s$  - сила пружины.

Твердыми материалами, которые доступны, являются литой чугун, железный титан, спеченный сплав и нитрид кремния горячего прессования. Когда уплотнительная полоса переходит на другую сторону, а перепад давления и вращение ротора имеют противоположное направление, уплотнительная полоса будет наклоняться в канавке из-за противоположных сил, как показано на рисунке 5(с).  $F_1$  и  $F_2$  становятся:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= lbP_2 - P_2 \left( \frac{b}{2} - a \sin \gamma \right) - P_3 \left( \frac{b}{2} + a \sin \gamma \right) + m\omega^2 \left( \frac{r}{9} + e \cos \frac{2}{3} \varphi \right) + F_s \\ F_2 &= lhP_2 - lcP_3 + m\omega^2 e \sin \frac{2}{3} \varphi \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Где  $P_3$  - давление другой рабочей камеры.

Когда требуемое давление составляет менее 0,7 МПа, возможна жесткая уплотнительная полоса. Но если давление превышает 0,7 МПа, требуется гибкий уплотнительный материал, и трение уплотнительной полосы нельзя игнорировать. Твердыми материалами, которые доступны, являются политетрафторэтилен, содержащий углеродное волокно, высокопрочный нейлон и резину. Под воздействием давления  $F_N$  уплотнительная полоса подвергается трению  $F_\mu$  в противоположном направлении движения, как показано на рисунке 6.

$F_N$  можно выразить как:

$$F_N = F_1 \cos \gamma - F_2 \sin \gamma \quad (10)$$

Тогда трение  $F_\mu$  может быть получено:

$$F_{\mu} = \mu \left( \frac{b \cos \gamma l}{2} + a l \sin \gamma \cos \gamma + l h \sin \gamma - l c P_1 \sin \gamma \right) (P_2 - P_1) + m \mu \omega^2 \left( \frac{r \cos \gamma}{9} + e \cos \gamma \cos \frac{2}{3} \varphi - e \sin \gamma \sin \frac{2}{3} \varphi \right) + \mu F_1 \cos \gamma \quad (11)$$

В заключение следует отметить, что основными параметрами, влияющими на износ уплотнительной ленты, являются рабочее давление, частота вращения коленчатого вала и коэффициент трения между уплотнительной лентой и внутренней стенкой цилиндра.

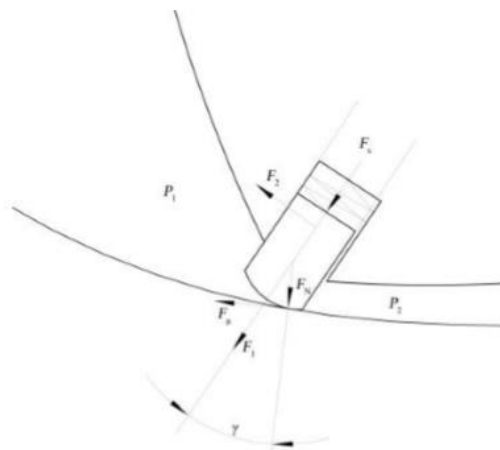


Рисунок 6. Анализ трения уплотнительной ленты.

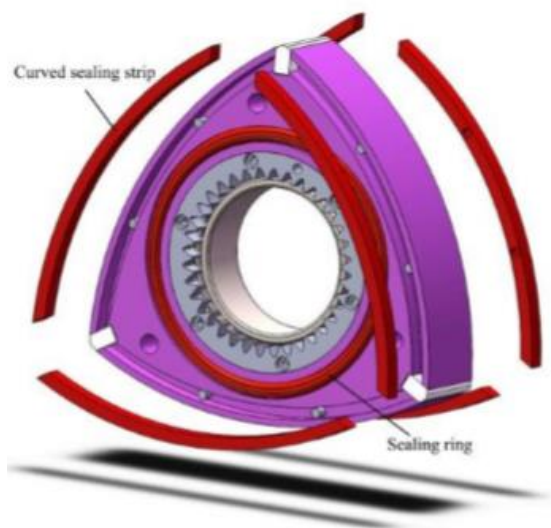


Рисунок 7. Радиальное уплотнение.

### 3.3.3 Радиальное уплотнение

Функция радиального уплотнения, также называемая торцевым уплотнением, заключается в предотвращении утечки жидкости из рабочей

камеры на торец ротора, показанный на рисунке 7. Радиальное уплотнение включает в себя изогнутые уплотнительные полосы, уплотнительные кольца и осевой торец уплотнительных полос. Изогнутые уплотнительные полосы работают за счет пружины на дне канавок и давления жидкости в рабочих камерах. Уплотнительные кольца работают за счет эластичности и экструзии накладок. Изогнутые уплотнительные ленты и уплотнительные кольца являются двумя уплотнениями, чтобы гарантировать отсутствие утечек. Усилие пружины под изогнутыми полосами, размеры уплотнительных колец и изогнутых уплотнительных полос и материал из них являются ключевыми конструктивными параметрами. Однако, поскольку сила трения и сила инерции всех точек на изогнутых уплотнительных полосах и уплотнительных кольцах различны, сложно обобщить взаимосвязь между каждым параметром и степенью износа. Следовательно, каждый параметр может быть определен количественно только через большое количество экспериментов.

### **3.4 Выводы**

На основе двигателя Ванкеля разработан роторно-поршневой насос. Принцип работы, структура и двойная дуга внешней трохоидальной модели RPP представлены подробно. В этом разделе рассматриваются компоненты осевого уплотнения RPP и торцевого уплотнения, а также их конструкции. Анализ силы уплотнительной ленты проводится в различных случаях. Из анализа можно сделать вывод, что для осевого уплотнения ключевыми параметрами, влияющими на износ уплотнительной ленты, являются рабочее давление, частота вращения коленчатого вала и коэффициент трения между уплотнительной полосой и внутренней стенкой цилиндра. Для осевого уплотнения сила пружины под изогнутыми уплотнительными полосами, размер уплотнительных колец и изогнутых уплотнительных полос и их материал являются ключевыми параметрами конструкции.

## **4 Оценка производительности и анализ расхода двухцилиндрового насоса с треугольным ротором на основе эксперимента и численного моделирования**

### **4.1 Структура роторно-поршневого компрессора**

Поршневой насос обладает хорошей герметичностью и может выдавать значительное давление, и традиционный поршневой насос использует коленчатый вал, соединенный со стержневым механизмом, для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Дисбаланс момента инерции и силы инерции, создаваемый возвратно-поступательным механизмом, вызывает повышенную инерционную нагрузку на опорные элементы поршневого насоса, следовательно, нестабильная вибрация и шум;

Кроме того, механизм поршневого насоса с возвратно-поступательным движением, приводимый во вращение коленчатым валом, является сложным и непригодным для работы на высокой скорости, ограничивая поток и эффективность поршневого насоса.

В последние годы было проведено много исследований по улучшению производительности поршневого насоса. Так, Чанг и соавт. (2015) разработали поршневой насос с большим расходом и разработали стенд для испытаний производительности. Кроме того, Ксу и соавт. (2015) предложили новый метод проектирования для области перехода клапан-пластина, основанный на согласовании площади потока и переходном уменьшении обратного потока; Этот метод может быть использован для разработки маломощного аксиально-поршневого насоса с открытым контуром. Кроме того, Ксу и соавт. (2012) добились оптимизации опорной юбки поршня с помощью экспериментальных испытаний и моделирования, чтобы обеспечить метод повышения эффективности и надежности аксиально-поршневого насоса.

Хотя улучшение структуры поршневого насоса может улучшить производительность, эффект невелик. Таким образом, некоторые ученые разработали вращающиеся поршневые насосы для улучшения производительности. Например, Willimczik (2000) объединил вращающиеся детали с высокой герметичностью и превосходным механизмом управления в роторно-поршневом насосе (RRP), имеющем поршневой исполнительный механизм с небольшим углом наклона. Следовательно, все силы бокового диспаратности были эффективно удалены.

Кроме того, Ли и Чен (1998) и Ли (1998) определили условия полного динамического баланса сил инерции ротора в одноцилиндровом роторно-поршневом вакуумном насосе на основе анализа движения и улучшили конструкцию ротора в соответствии с условиями баланса, чтобы явно понизить давление и вибрации насоса.

В данном разделе разработан и проанализирован роторно-поршневой компрессор. Проверяется производительность насоса при различных скоростях вала ( $n$ ) и размерах выпуска. Из полученных данных получены законы изменения рабочих характеристик испытательного насоса (то есть скорости потока ( $q$ ), давления ( $p$ ) и эффективности ( $\eta$ )). Моделируя испытательный насос АВ 1.25D и выполняя анализ вычислительной гидродинамики (CFD), анализируются характеристики внутренней структуры жидкости насоса. Экспериментальные данные сопоставлены с результатами численного моделирования.

Основными компонентами роторно-поршневого компрессора, предлагаемым здесь, являются ротор, блок цилиндров, коленчатый вал, шестерня и опорный блок. Трехмерные (3D) и двухмерные структурные схемы двухцилиндрового РПК показаны на рис.1. Стойка шестерни закреплена в центральном отверстии передней крышки. Главная цапфа (MJ) коленчатого вала является концентрической с зубчатым венцом, а две шейки (RJ) концентрическими с роторами и распределены симметрично под углом  $180^\circ$ .

Кольцевое зубчатое колесо закреплено на роторе и зацеплено с неподвижным зубчатым колесом на шестерне, а передаточное число составляет 3:2. Есть два цилиндра, каждый с двумя входами и двумя выходами. Когда двигатель управляет вращением MJ, RJ приводят в движение кольцевые зубчатые колеса на роторах для сцепления с неподвижными зубчатыми колесами, и роторы вращаются вокруг RJ.

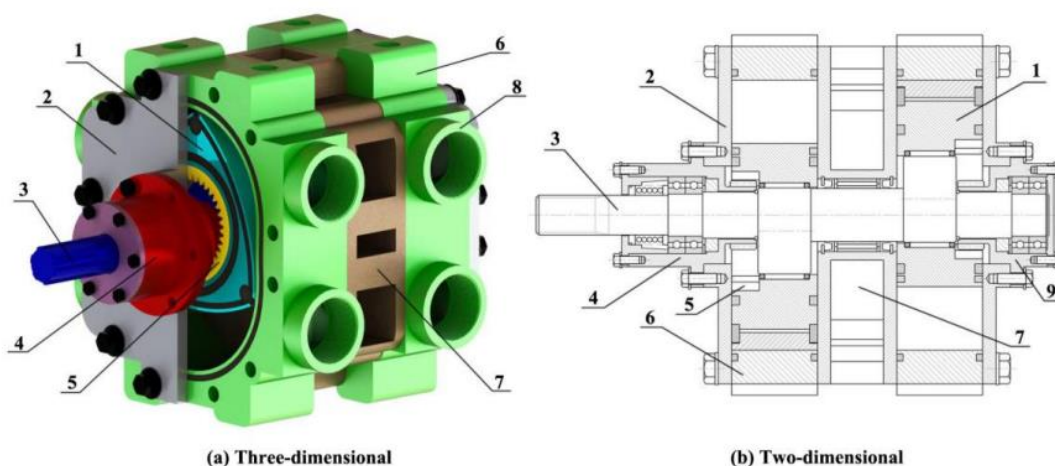


Рисунок 1. Структура двухцилиндрового ГТО.

1: ротор, 2: крышка, 3: коленчатый вал, 4: шестерня, 5: кольцевая передача, 6: цилиндр, 7: промежуточная пластина, 8: вход и выход, 9: блок подшипников.

#### 4.2 Принципы новой роторно-поршневого компрессора

Ротор делит цилиндр на три рабочие камеры. Эксцентрическое движение насоса достигается за счет эксцентрического вращения ротора в цилиндре для изменения объема полости и завершения всасывания и нагнетания (рисунок 2). Движение ротора включает вращение эксцентрика ротора против часовой стрелки вокруг центра цилиндра (вращение RJ вокруг основной цапфы) и вращение ротора по часовой стрелке вокруг RJ. Соотношение скоростей составляет 3:2. В процессах (a)-(g), показанных на рисунке 2, компрессор завершает всасывание и отвод через вход 1, а затем завершает второе всасывание и отвод в процессах (g)-(l), прежде чем вернуться к а. Это один



цикл движения ротора, для которого основная ось вращается три раза, и три камеры выполняют шесть процессов всасывания и нагнетания.

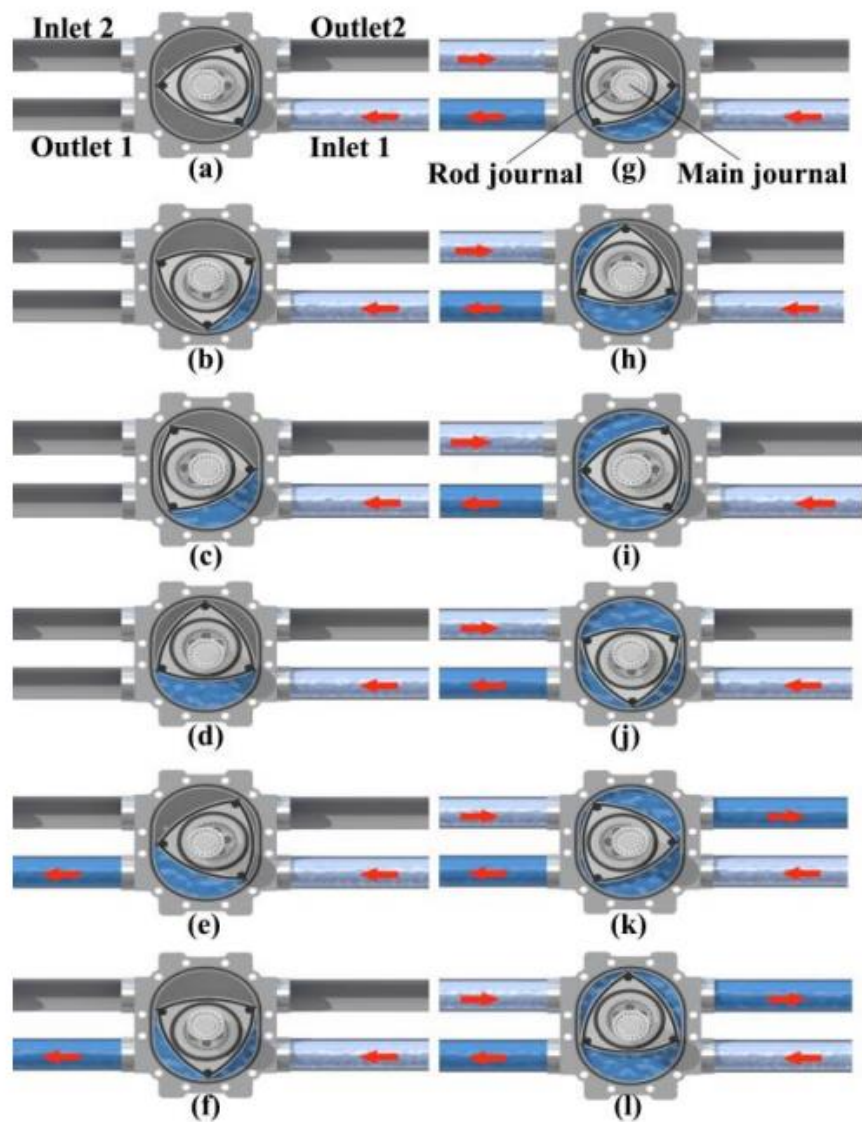


Рисунок 2. Принципы работы РПК.

### 4.3 Математическая модель цилиндра и ротора

Линия сечения внутренней полости цилиндра представляет собой двойную дугу внешней циклоиды, которая также является огибающей траекторией движения трех вершин ротора (рисунок 3).

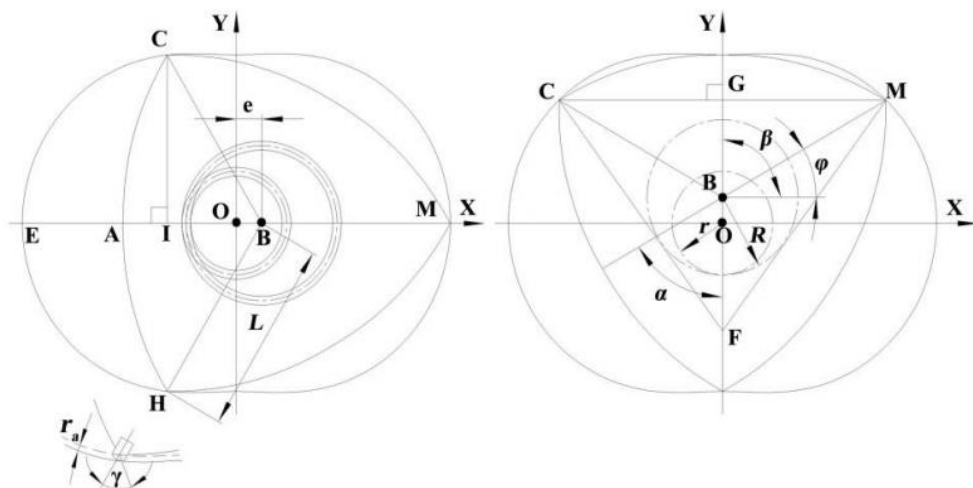


Рисунок 3. Математическая модель роторно-поршневого компрессора.

Межосевое расстояние между центром  $O$  неподвижного зубчатого колеса и центром  $B$  кольцевого зубчатого колеса равно « $e$ », а расстояние от центра ротора до его вершины равно  $L$ . Радиусы кругов индексации неподвижного и кольцевого зубчатых колес равны  $r$  и  $R$ , соответственно. Слева направо на рисунке 3 угол поворота  $B$  равен  $\beta$ , а угол поворота вершины  $M$  равен  $\varphi$ . Во время изменения вписанной точки кругов индексации неподвижных и кольцевых зубчатых колес появляются две дуги одинаковой длины:  $\alpha \cdot R = \beta \cdot r$ , можно получить  $\alpha / \beta = r / R = 2/3$ , поскольку  $\beta = \alpha + \varphi$ ,  $\beta = 3\varphi$ . Координаты любой вершины  $M$  в системе координат  $X$ - $Y$ , то есть линии цилиндра, можно выразить как:

$$\left. \begin{aligned} X &= e \cos \beta + L \cos \varphi \\ Y &= e \sin \beta + L \sin \varphi \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Ясно, что ключевыми параметрами, влияющими на РПК, являются  $e$  и  $L$ . Учитывая радиус конца уплотнительной полосы ( $r_a$ ) и угол точки контакта уплотнительной полосы с радиальным направлением ( $\gamma$ ), фактическая линия цилиндра равна:

$$\left. \begin{aligned} X &= e \cos \beta + L \cos \varphi + r_a \cos(\varphi + \gamma) \\ Y &= e \sin \beta + L \sin \varphi + r_a \cos(\varphi + \gamma) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В качестве испытательного насоса был выбран РПК типа АВ-1.25D с основными параметрами  $e$ : 10 мм,  $L$ : 75 мм, толщина цилиндра: 43,6 мм и  $r_a$ : 2 мм. Линия цилиндров была:

$$\left. \begin{aligned} X &= 10 \cos \beta + 75 \cos \varphi + 2 \cos(\varphi + \gamma) \\ Y &= 10 \sin \beta + 75 \sin \varphi + 2 \cos(\varphi + \gamma) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

#### 4.4 Уплотнительная система

Радиальное уплотнение в основном включает в себя уплотнительное кольцо цилиндра и уплотнение ротора. Ротор является основным компонентом как РПК, так и жидкой уплотнительной части. В основном он состоит из ротора, зубчатого венца, уплотнительной колонны, уплотнительной ленты, изогнутого уплотнения, волновой пружины, уплотнительного кольца и пружины (рисунок 4).

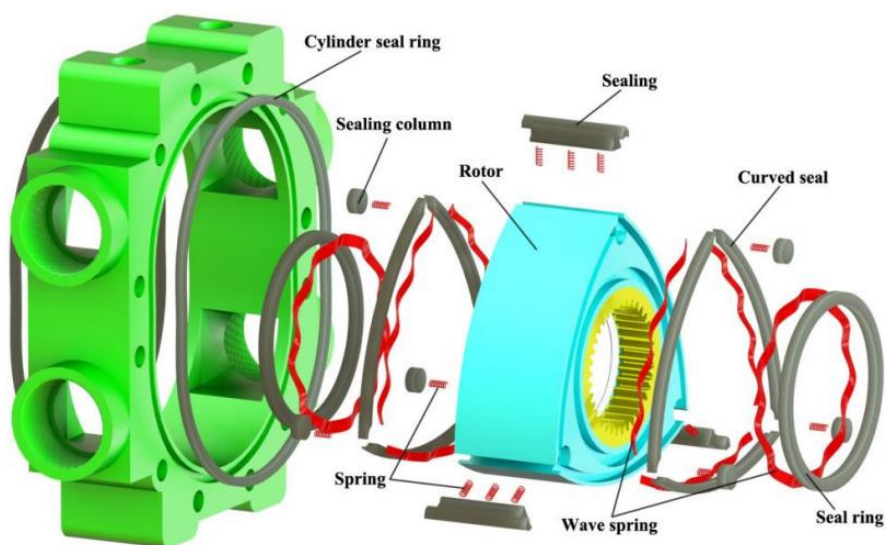


Рисунок 4. Уплотнительная система.

Условия работы трех камер одновременно отличаются. Таким образом, уплотнительные полосы, установленные на треугольных деталях ротора, всегда прикрепляются к внутренней стенке цилиндра за счет совместного действия пружины и центробежной силы, и три камеры разделяются. Степень герметизации определяет рабочее давление корпуса насоса. Когда ротор вращается в положение рис.5, уравнение (1) дифференцируется по времени (t), и  $\beta = 3\varphi$  устанавливается; затем можно получить компоненты скорости уплотнения в точке М в направлениях X и Y ( $v_x$  и  $v_y$  соответственно). Дифференцирование по t снова дает компоненты осей X и Y ускорения уплотнительной полосы ( $a_x$  и  $a_y$  соответственно) в точке М. Угловая скорость коленчатого вала составляет  $\omega = d\beta / dt$ . В соответствии с тригонометрической функцией компонентов ускорения на фиг.5 радиальное ( $a_1$ ) и тангенциальное ( $a_2$ ) ускорения уплотнительной полосы могут быть получены:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= -e \sin \beta \frac{d\beta}{dt} - \frac{L}{3} \sin \frac{\beta}{3} \frac{d\beta}{dt} \\ v_y &= e \cos \beta \frac{d\beta}{dt} + \frac{L}{3} \cos \frac{\beta}{3} \frac{d\beta}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} a_1 &= -\frac{25\omega^2}{3} - 10\omega^2 \cos \frac{2\beta}{3} \\ a_2 &= -10\omega^2 \sin \frac{2\beta}{3} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

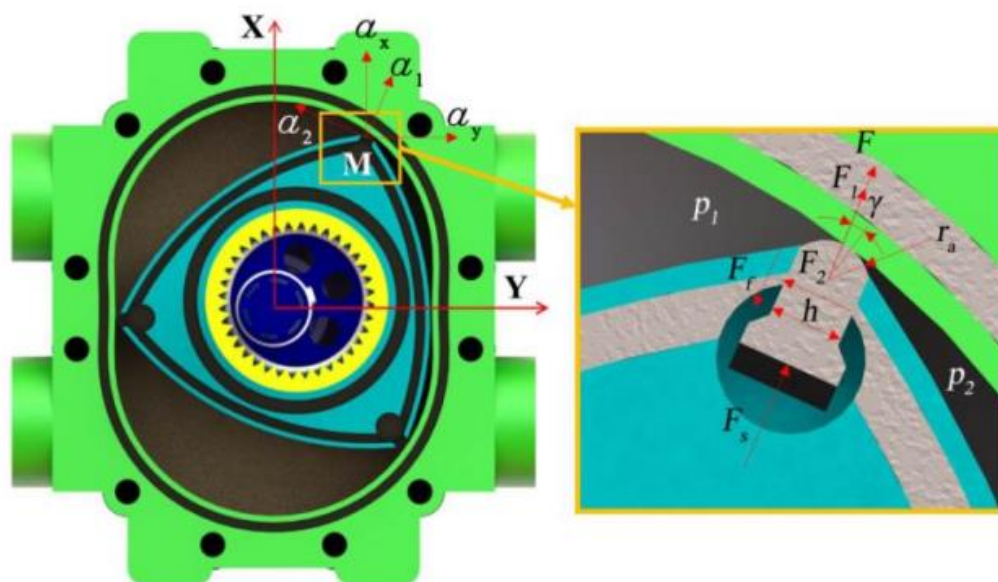


Рисунок 5. Механическое разложение ключевых уплотнений.

На рисунке 5  $p_1$  и  $p_2$  - давление жидкости соседних цилиндров,  $h$  - толщина уплотнительной полосы,  $l$  - длина уплотнительной полосы,  $m$  - масса уплотнительной полосы,  $\mu$  - коэффициент трения между уплотнением. полоски и боковая стенка. Давление жидкости, приложенное к уплотнительным полосам ( $p$ ), может быть получено с помощью анализа силы:

$$p = l \left( \frac{h}{2} - r_a \sin \gamma \right) p_1 + l \left( \frac{h}{2} + r_a \sin \gamma \right) p_2 \quad (6)$$

Радиальная сила инерции  $F_1$

$$F_1 = ma_1 = -\frac{L\omega^2 m}{9} - e\omega^2 m \cos \frac{2\beta}{3} \quad (7)$$

и боковое трение  $F_f$

$$F_f = \mu F_2 = \mu m a_2 = -\mu e \omega^2 m \sin \frac{2\beta}{3} \quad (8)$$

Для АВ-1.25D, l равно 43 мм, а h равно 4 мм. Для определенного значения n должна быть обеспечена эффективность уплотнения, то есть сила сердечника уплотнительных полос (F) должна превышать ноль, где  $F = F_1 + F_s - p - F_f$ . То есть сила пружины ( $F_s$ ) должна быть удовлетворена:

$$F_s > (86 - 86 \sin \gamma) p_1 + (86 + 86 \sin \gamma) p_2 - 10 \omega^2 m \left( \mu \sin \frac{2\beta}{3} - \cos \frac{2\beta}{3} - \frac{5}{6} \right) \quad (9)$$

## 4.5 Численное моделирование АВ-1.25D

### 4.5.1 Численный метод

Для анализа структуры поля потока АВ-1.25D использовался Ansys Fluent 18.1 для моделирования испытательного насоса. Исходя из фактического размера АВ-1.25D, его внутренний канал потока был 3D твердым, смоделированным с использованием SolidWorks. ICEM использовался для разделения внутреннего потока на неструктурные сетки (рисунок 11). В этой работе берутся четыре размера сетки различного качества для анализа независимости сетки при условии проектирования, и информация о трех сетках показана в таблице 1. Согласно информации в таблице, схема 2 и схема 3 могут соответствовать требованиям по точности расчета давления. Тем не менее, для захвата деталей поля потока в данной статье выбрана схема 3. Усредненное по времени уравнение Навье-Стокса использовалось в качестве основного уравнения управления, а модель турбулентности SST использовалась для лучшего решения проблемы сильного вращения и повышения точности расчета турбулентности. Модель была подвергнута трехмерному моделированию нестационарных значений при полном потоке, а метод конечных объемов был использован для дискретизации уравнений.

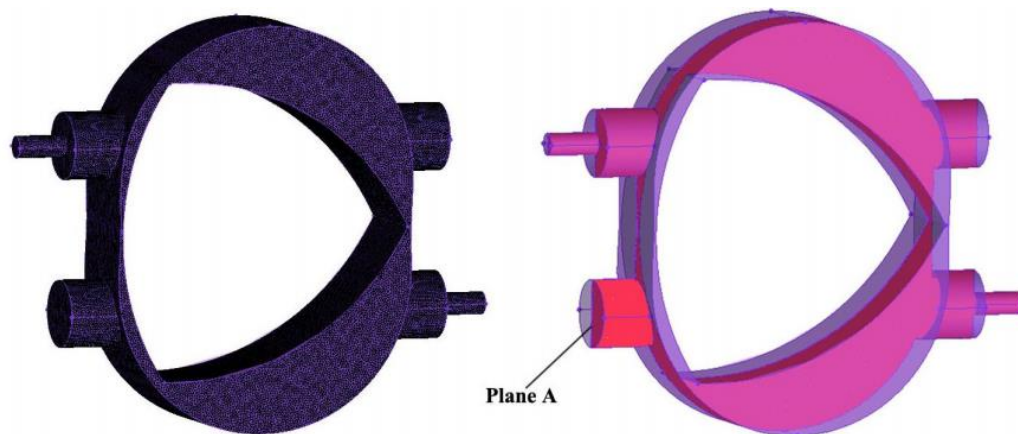


Рисунок 11. Трехмерная вычислительная область и неструктурированная сетка в численном моделировании.

Таблица 1. Давление (р) частота колебаний.

Модель №	Номер сетки	Качество сетки	Расчетное давление/МПа	Числовое давление/МПа
1	1741872	0.46	1.97	1.613
2	2424316	0.58	1.97	1.789
3	3896543	0.63	1.97	1.832
4	5842683	0.72	1.97	1.871

Дискретные параметры были установлены следующим образом. Был выбран решатель базового давления, и был использован алгоритм неявного давления с разделением операторов (PISO). Формат дискретизации конвективного члена представлял собой квадратичную интерполяцию против ветра для конвективной кинематики (QUICK). Поскольку в Fluent используются совмещенные сетки, для интерполяции давления была использована опция смещения давления (PRESTO!). Граничные условия были установлены в соответствии с фактическими условиями испытаний, используя входы под давлением и выход без давления. Пользовательская функция Fluent использовалась для определения закона движения ротора, и поверхность стенки

была гладкой, без скользящей стенки. Эталонное давление составляло 101325 Па, и в процессе расчета учитывалась сила тяжести. Точность расчета сходимости была установлена на  $1 \times 10^{-5}$ . Абсолютные значения остатков как массы, так и импульса составляли  $10^{-5}$ . Шаг по времени составлял  $1 \times 10^{-5}$  с. Чтобы проверить экспериментальные данные, моделирование CFD было выполнено на модели для различных размеров  $n$  и выходного отверстия, где ротор вращался в течение по крайней мере 10 циклов.

#### **4.6 Анализ гидродинамического поля**

Чтобы проанализировать структуру потока и распределение давления в модельном насосе, в качестве примера было взято распределение жидкости в насосе на выходе  $b$  и  $n = 160$  об / мин, чтобы проанализировать структуру жидкости и распределение давления на плоскости  $A$  на рисунке 11.

##### **4.6.1 Анализ структуры поля потока**

На рисунке 12 показаны векторы скорости на линиях тока и распределение скорости на плоскости  $A$  РПК. Поскольку скорость МЖ составляет 160 об / мин, время, необходимое для вращения МЖ, составляет  $t = 0,375$  с. Предположим, что позиция (a) на рисунке 12 равна  $t_0$ , и результаты численного моделирования получены через каждые  $1/4t$ . Здесь (a)-(g) - процесс, при котором камера всасывает на входе 1 и выходит на выходе 1 (коленчатый вал вращается против часовой стрелки). Скорость потока стабильна в камерах и нет никаких долгосрочных вихрей. В положении «a» на входе 1 появляется вихрь по часовой стрелке ( $V_1$ ); этот вихрь исчезает при увеличении объема камеры. В процессе (b)-(c) между вершиной ротора и стенкой цилиндра образуется маленький вихрь ( $V_2$ ) против часовой стрелки. Когда ротор вращается в положение (d), вершина ротора начинает отделяться от стенки цилиндра, и  $V_2$  постепенно исчезает. В положении (d) образуется самый большой вихрь ( $V_3$ ) по часовой стрелке. В то же время, выход 1 просто подключен к камере, и вихрь ( $V_4$ ) по часовой стрелке, оставшийся в предыдущей камере, освобождается. Когда вершина ротора вступает в контакт



со стенкой цилиндра, давление в камере входит в стабильное состояние полного давления, и  $V_3$  и  $V_4$  исчезают. Наконец, в положении (f) давление в камере генерирует  $V_4$  на выходе 1 до тех пор, пока он не будет выпущен следующим рабочим процессом.

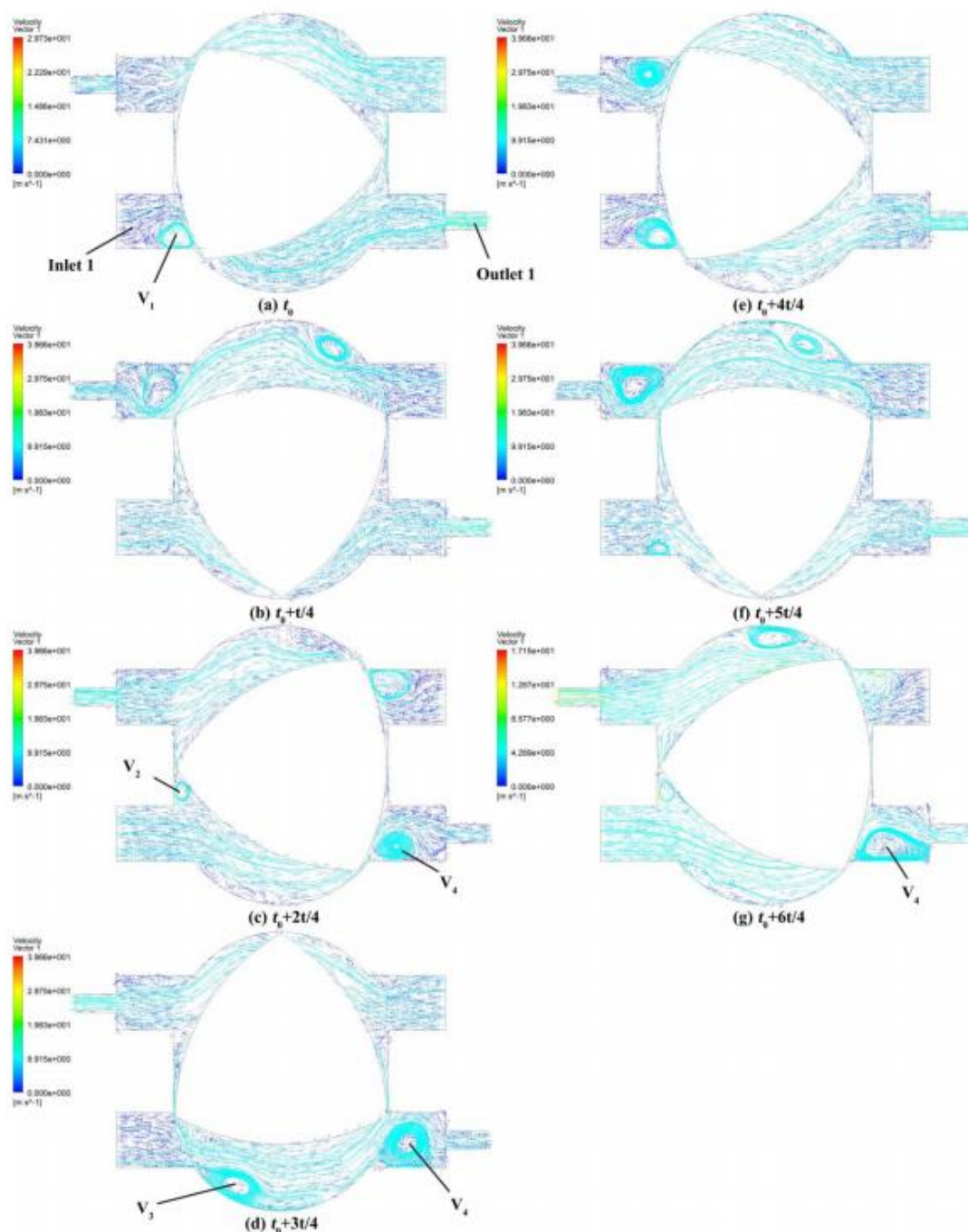


Рисунок12. Векторы скорости на линиях тока и распределение скорости на плоскости А (размер выхода b,  $n = 160$  об / мин).

#### **4.6.2 Распределение и изменение поля давления**

На рисунке 13 показано распределение давления на плоскости А РПК. От впускного отверстия 1 к выпускному отверстию 1 давление камеры постоянно повышалось, а затем уменьшалось. Из рисунка самое высокое давление было в положении (h), между (d) и (e) и началом стабильного состояния полного давления. При различных значениях  $n$  максимальное положение давления в насосе появилось в положении (h), как показано на рисунке 14. Это связано с тем, что ротор только что перевернул впускное отверстие 1 и турбулентность в камере была уменьшена (процесс (d)-(e), рисунок 12). Объем камеры здесь изменился наиболее быстро. Как показано на рисунке 14, максимальное давление в камере произошло в точке контакта вершины ротора со стенкой цилиндра, что еще раз иллюстрирует важность анализа уплотнительной полосы в секции уплотнительной полосы.

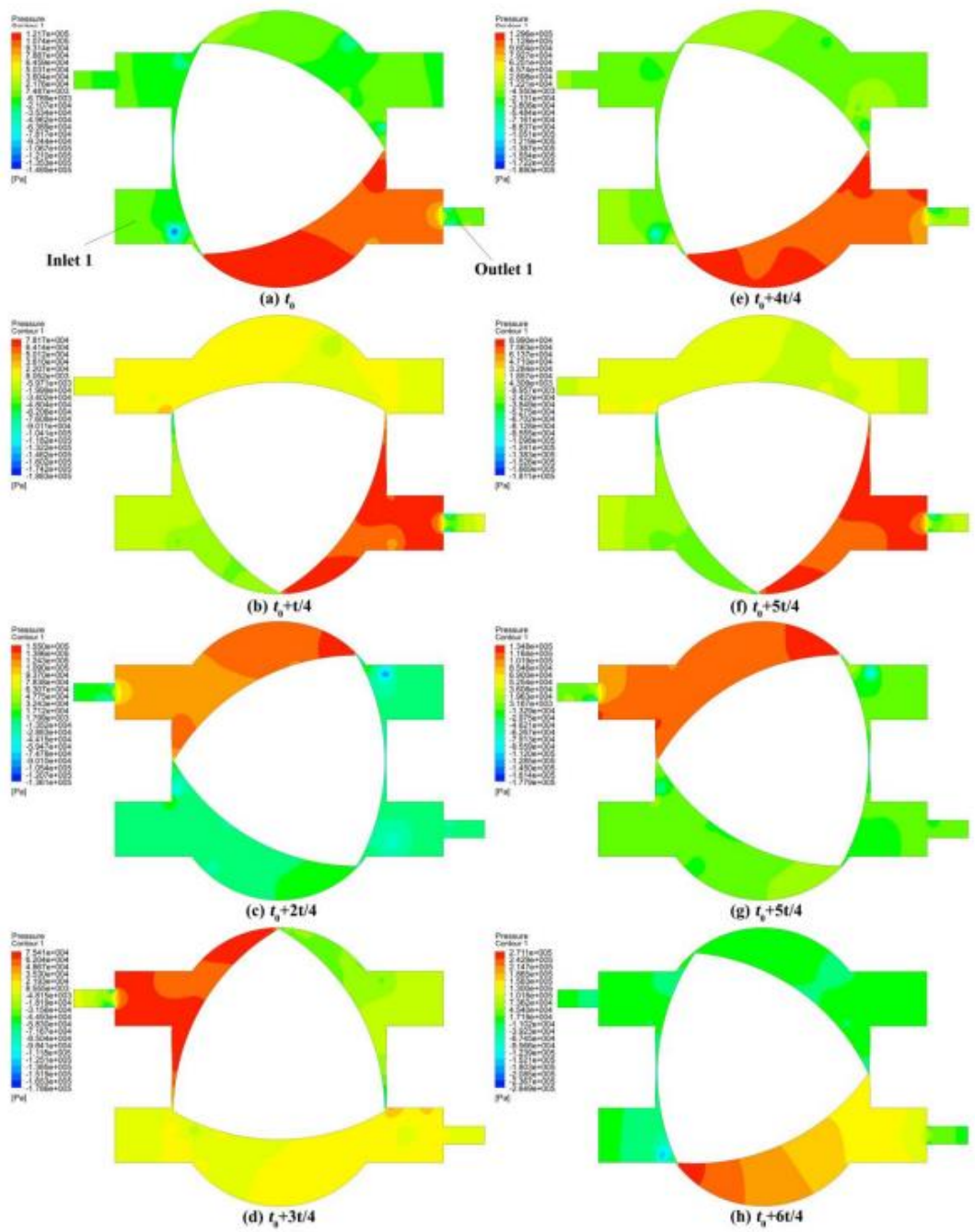


Рисунок 13. Распределение давления на плоскости А (выходной размер b,  $n = 160$  об / мин).

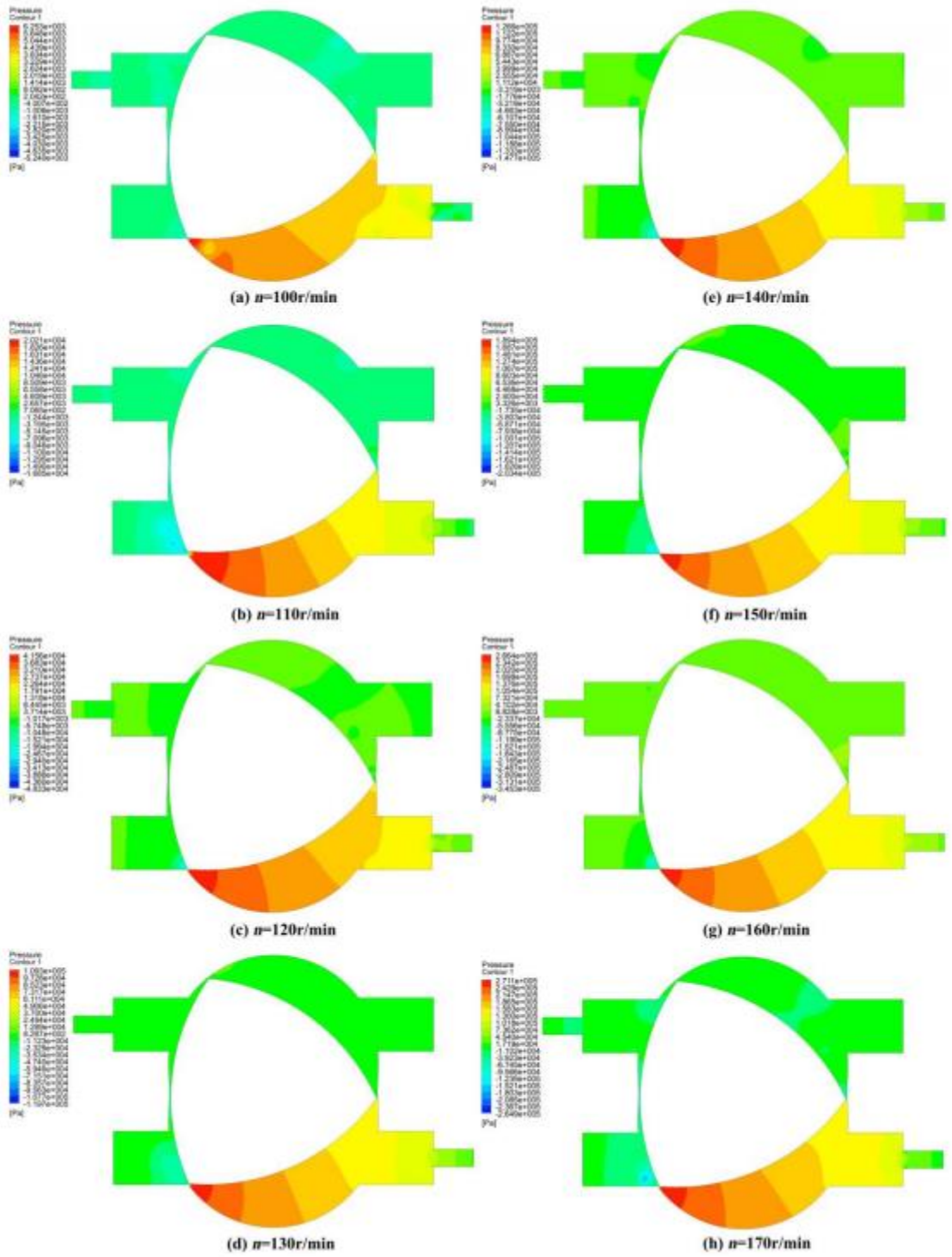


Рисунок 14. Положения максимального давления при разных скоростях вала (выходной размер b).

## 4.7 Результаты численного моделирования и анализ

Для проверки точности результатов численного моделирования были определены безразмерные параметры напора потока и коэффициента  $\varphi$  РПК в соответствии с законом подобия (Бреннен, 2012):

$$\psi = \frac{P}{\rho u^2} \quad (20)$$

$$\varphi = \frac{q}{uA} \quad (21)$$

Здесь  $u$  ( $= 2\pi n r / 60$ ) - периферийная скорость центра RJ, а  $A$  ( $= \pi r^2$ ) - область, окруженная траекторией движения центра RJ.

$\Psi$ ,  $\varphi$  и  $\eta$  из результатов численного моделирования для разных скоростей показаны на рисунке 15 (а) и (б) для двух размеров выходов соответственно.  $\Psi$  и  $\eta$  численного моделирования слегка колебались и были немного выше, после  $n = 110$  об / мин. С увеличением  $\varphi$  медленно снижался, а затем внезапно падал, в то время как значения  $\eta$  для двух размеров выпускных отверстий демонстрировали различные изменения вершины кривой. Для выходного размера а (b) максимум  $\eta$  появился при 130-140 (110) об / мин.

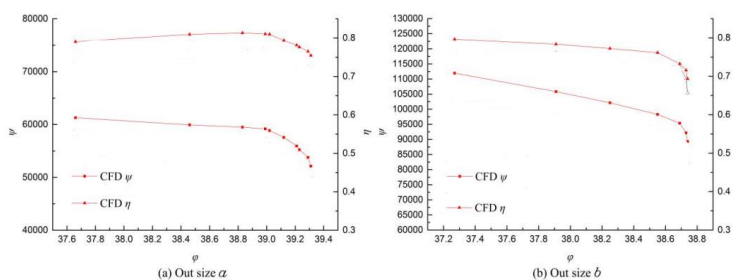


Рисунок 15. Сравнение численных и экспериментальных безразмерных коэффициентов.

#### 4.8 Сравнение производительности

Чтобы подчеркнуть преимущества производительности РПК, рабочие параметры АВ-1.25D для выходного размера  $a$  и  $n = 190$  об / мин сравнивались с параметрами 50GDL12-15  $\times$  7 (многоступенчатый центробежный насос) и BW60-5 (поршневой насос) с тем же  $P$  (Таблица 3).

Таблица 3. Производительность насоса для одинаковых мощностей ( $P$ )

Тип	$n/(r/min)$	$P/kW$	$q/(m^3/h)$	$p/MPa$
AB-1.25D	190	7.5	8.83	1.97
50GDL12- 15x7	2900	7.5	8.4	1.26
BW60-5		7.5	3.6	5

Из таблицы, по сравнению с центробежным насосом при том же  $P$ ,  $q$  АВ-1.25D немного превышал номинальный поток 50GDL12-15  $\times$  6, а АВ-1.25D  $p$  было в  $\sim 1,56$  раза выше номинального давления 50GDL12-15  $\times$  7, По сравнению с поршневым насосом при том же  $P$ , АВ-1.25D  $q$  в  $\sim 2,33$  раза превышал номинальный расход BW60-5. Таким образом,  $q$  РПК может достичь значения центробежного насоса и намного превосходит значение поршневого насоса, а его  $p$  превышает значение центробежного насоса. Следовательно, РПК подходит для условий, требующих больших значений  $q$ , недостижимых для поршневого насоса, или для условий, требующих  $p$ , недоступных для центробежного насоса; таким образом, в таких случаях он может заменить эти насосы.

#### 4.9 Выводы

В этом разделе был разработан двухцилиндровый РПК. Были представлены его механическая структура, принципы работы и математическая модель ключевой структуры, а также были обсуждены требования к

проектированию ключевых компонентов уплотнения. АВ-1.25D РПК был испытан при различных размерах отверстий и  $n$ . Из численного расчета Fluent были оценены внутренняя линия потока насоса, вектор скорости и распределение давления. Были сделаны следующие выводы:

1. Для выходного размера  $a$  ( $b$ ) и  $n$ , равного 190 (160) об / мин,  $q$ ,  $\Delta p$ ,  $T$  и  $P$  достигли максимумов одновременно, при 8,83 (7,34) м<sup>3</sup> / ч, 1,97 (2,31) МПа, 265,71 (303,92) Н · м и 5,2 (5,1) кВт соответственно.

2. При увеличении  $n$  испытательного насоса  $\eta$  медленно уменьшался,  $\eta_a$  и  $\eta_b > 64,2\%$  и  $61,4\%$  соответственно. Максимальные значения  $\eta_M$  для разных размеров выходов были одинаковыми:  $86,2\%$  и  $85,9\%$  для  $\eta_{Ma}$  и  $\eta_{Mb}$  соответственно, а затем они снижаются до  $73\%$  и  $71,9\%$ . При том же  $n$ ,  $\eta_{Vb} > \eta_{Va}$ ,  $96,8\%$  и  $95,5\%$  соответственно, и  $\eta_V$  мало менялись с  $n$ . с увеличением  $n$ ,  $\eta_{Ha}$  и  $\eta_{Hb}$  плавно колебались, со средними значениями  $90,8\%$  и  $88,4\%$  соответственно.

3. В камерах появилось четыре вихря для разных рабочих процессов и областей. Давление в камерах сначала увеличивалось, а затем уменьшалось, и максимум давления возникал в начале стабильного состояния полного сжатия.

4. Роторно-поршневой компрессор демонстрирует превосходную производительность по сравнению с существующими насосами и может применяться при глубоком осушении шахт, транспортировке жидкости на большие расстояния, в пневматических системах для нагнетания сжатого воздуха и т. д.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе была затронута актуальная проблема повышения эффективности тормозной системы автомобилей. Было собрано большое количество материалов как отечественных, так и зарубежных авторов. Проведенные анализы и собранная информация помогли разобраться в устройстве и принципе работы компрессоров различных типов. В этой работе была разработана упрощенная модель двухцилиндрового роторно-поршневого компрессора. Были представлены его механическая структура, принципы работы и математическая модель ключевой структуры.

Из численного расчета Fluent были оценены внутренняя линия потока насоса, вектор скорости и распределение давления. Были сделаны следующие выводы:

1. Для выходного размера  $a$  ( $b$ ) и  $n$ , равного 190 (160) об/мин,  $q$ ,  $\Delta p$ ,  $T$  и  $P$  достигли максимумов одновременно, при 8,83 (7,34) м<sup>3</sup>/ч, 1,97 (2,31) МПа, 265,71 (303,92) Н·м и 5,2 (5,1) кВт соответственно.

2. При увеличении  $n$  испытательного насоса  $\eta$  медленно уменьшался,  $\eta_a$  и  $\eta_b > 64,2\%$  и  $61,4\%$  соответственно. Максимальные значения  $\eta_m$  для разных размеров выходов были одинаковыми:  $86,2\%$  и  $85,9\%$  для  $\eta_{Ma}$  и  $\eta_{Mb}$  соответственно, а затем они снижаются до  $73\%$  и  $71,9\%$ . При том же  $n$ ,  $\eta_{Vb} > \eta_{Va}$ ,  $96,8\%$  и  $95,5\%$ , и  $\eta_v$  мало менялись с  $n$  с увеличением  $n$ ,  $\eta_{Na}$  и  $\eta_{Nb}$  плавно колебались, со средними значениями  $90,8\%$  и  $88,4\%$  соответственно.

3. В камерах появилось четыре вихря для разных рабочих процессов и областей. Давление в камерах сначала увеличивалось, а затем уменьшалось, и максимум давления возникал в начале стабильного состояния полного сжатия.

4. Роторно-поршневой компрессор демонстрирует превосходную производительность по сравнению с существующими насосами и может применяться в пневматических системах для нагнетания сжатого воздуха.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Wankel F 1963 Rotary piston machines (London: Liffe Books)
2. Li M, Li S, Zhang X, Zhang Q, Wang Z and Hao P 2019 Performance evaluation and flow analysis of two-cylinder triangular rotor pump based on experiment and numerical simulation *Adv J. Mech. Des. Syst* 13 0003
3. Li M, Li S, Zhang X and Zhang Q 2019 Experimental investigations on extrusive eccentric rotary pump *Journal of Harbin Institute of Technology* 51 154
4. Brennen, C. E., *Hydrodynamics of Pumps*, second ed, Jiangsu University Press, Zhenjiang, 2012. (in Chinese) Chen, H., He, J., Liu, C., Design and experiment of the centrifugal pump impellers with twisted inlet vice blades, *Journal of Hydrodynamics*, Vol.29, No.6 (2017), pp.1085-1088. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(16\)60822-3](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(16)60822-3)
5. Ozcanli M, Bas O, Akar M A, Yildizhan S and Serin H 2018 Experimental and theoretical analysis of Wankel engine performance *International Journal of Hydrogen Energy* March 04
6. Badr O and Naik S, O'Callaghan P W and Probert S D 1991 Wankel engines as steam expanders: design considerations *Appl. Energ.* 40 157
7. Ansdale R F 1969 *The Wankel RC engine* (Cranbury: Barnes and Co)
8. Pennock G R and Beard J E Force analysis of the apex seals in the wankel rotary compressor including the influence of fluctuations in the crankshaft speed *Mechanism and Machine Theory* 32 349
9. Lee C H, Jiang K C, Jin P and Prewett P D 2004 Design and fabrication of a micro Wankel engine using MEMS technology *Microelectron. Eng.* 73-74 529
10. Wappenschmidt J, Autschbach R, Steinseifer U, Schmitz-Rode T, Margreiter R, Klima G and Goetzenich 2016 A Rotary piston blood pumps: past developments and future potential of a unique pump type *Expert Rev. Med. Devic.* 13 759

11. Li S, Li M, Zhang X and Zhang Q 2018 Study on A New Design of Grouting Pump for Managing Water Inrush in Karst Tunnels The Civil Engineering Journal 27 357
12. Li M, Li S, Zhang X, Zhang Q, Wang Z and Hao P 2019 Performance evaluation and flow analysis of two-cylinder triangular rotor pump based on experiment and numerical simulation Adv J. Mech. Des. Syst 13 0003
13. Li M, Li S, Zhang X and Zhang Q 2019 Experimental investigations on extrusive eccentric rotary pump Journal of Harbin Institute of Technology 51 154
14. Li S, Li M, Zhang X, Zhang Q, Hao P and Wang Z 2018 Investigation on Performance of Triangular Rotor Pump Based on Numerical Simulation and Experiment Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery 49 389
15. Lu F and Yu N 1990 Triangle rotary piston engine(Beijing: National Defense Industry Press)
16. Heinz P 2006 A Practical Guide to Compressor Technology 2nd (New York: John Wiley & Sons)
17. Dwayne A, John S, Bruce M, Tom J 2002 4th International Pipeline Conference (Canada: ASME)
18. Steinrueck P, Ottitsch F, Oberhuber A, Linskeseder M 1997 Hycrocarb. Process 76 79-83
19. Gu Z, Hou X, Wang Z, Feng S, Gao X, Li Y Chinese Sci. Bull. 56 1967-74
20. Danny M, Deffenbaugh A, Smalley K 2005 Advanced Reciprocating Compression Technology (USA: DOE )
21. Wang L, Tang B, Li L 2011 The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery (IIT Madras: AICFM)
22. Wang L, Tang B, Zhao Y 2014 Applied Mechanics and Materials (Switzerland: Trans Tech Publications) vol 456 p320-23
23. Tang B, Zhao Y, Li L, Liu G, Wang L, Yang Q, Xu H, Zhu F, Meng H 2013 Appl. Therm. Eng. 54 380-86

24. Pennock G R, Beard J E. Force analysis of the apex seals in the Wankel rotary compressor include the influence of fluctuations in the crankshaft speed. *Mechanism and Machine Theory*, 1997, 32(3): 349–361
25. Heppner J D, Walther D C, Liepmann D, Pisano A R. Leakage flow analysis for a MEMS rotary engine. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (INECE)*, Washington D C, 2003, 15–21
26. Pandeya P N, Soedel W. Rolling-piston-type rotary compressors with special attention to friction and leakage. In: *Proc of the 1978 ICECP*, Purdue University, USA, 1978, 147–156
27. Yanagiswa T, Shimizu T. Friction losses in rolling-piston-type rotary compressors III. *International Journal of Refrigeration*, 1985, 8(3): 159–165
28. Prater J G, William P H. Optical measurement of discharge valve model parameters for a rolling piston refrigeration compressor. *Journal of the International Measurement Confederation*, 2003, 33 (1): 75–84
29. Prater J G. Computer modeling and simulation of stationary-vane, rolling piston refrigeration compressors. *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 2002, 3(3): 299–312
30. Hsiao W, Jiro Y, Takeshi A and Michio Y. Analysis of performance in a rotary compressor. In: *Proc of the 1982 ICECP*, Purdue University, USA, 1982, 140–147
31. Padhy S K. Dynamic analysis of a rotary compressor. *Journal of Mechanical Design*, 1994, 116(2): 639–646
32. Ooi K T, Wong T N. A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 1997, 17 (1): 65–78
33. Ooi K T. Design optimization of a rolling piston compressor for refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25(5,6): 813–829
34. Ma G Y, Li H Q. *Rotary Compressor*. Beijing: Machinery Industry Press, 2003
35. Lu F, Yu N B. *Wankel Engine*. Beijing: National Defense Industry Press, 1990