

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УПРОЩАЮЩИХ ДОПУЩЕНИЙ, ПРИНИМАЕМЫХ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПЕРЕТЕЧЕК В КЛАПАНАХ

Л. Г. М. Де Лука, Э. Силва, С. Дж. Дешам

Исследовательские лаборатории Поло по новым технологиям
в системах охлаждения и теплофизике,
Федеральный университет штата Санта-Катарина,
Бразилия, 88040-900, Флорианополис

Перевод с английского
М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Пластинчатые клапаны, используемые в холодильных компрессорах, должны обеспечивать герметичность в закрытом состоянии во избежание перетечек газа между рабочей полостью цилиндра и камерами всасывания и нагнетания. Недавние исследования показывают, что перетечки через клапан могут значительно повлиять на производительность поршневых компрессоров малых размеров, используемых в бытовой холодильной технике. Данная статья представляет исследование влияния упрощающих допущений, принимаемых в имитационных моделях расчёта перетечек в клапане. Результаты показывают, что сопутствующие эффекты, связанные как с деформацией клапана, так и с потоком жидкости, незначительно влияют на результаты расчёта. Кроме того, допущение об идеальности газа было признано приемлемым для некоторых рабочих режимов, которые характерны для бытовой холодильной техники. С другой стороны, было обнаружено, что расчётная величина перетечек увеличилась почти на 20 % после того, как конфигурация клапанной пластины была упрощена до круглой пластины для уменьшения стоимости вычислительных расчетов.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, клапан, перетечки, математическая модель, численный эксперимент, верификация.

Перевод публикуется с разрешения авторов и оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» (Лондон, 2019).

1. Введение

Клапанная система является одним из основных конструктивных элементов поршневого компрессора и отвечает за управление процессами всасывания и выпуска хладагента в рабочем цикле. В компрессорах, используемых для бытовой холодильной техники, применяют клапаны пластинчатого типа, которые открываются и закрываются в зависимости от разности давлений между цилиндром и камерой всасывания/нагнетания, которая, в свою очередь, определяется движением поршня. В закрытом состоянии клапаны должны обеспечивать полную герметичность, но геометрические дефекты приводят к образованию зазоров в области контакта между пластиной клапана и посадочной поверхностью седла. Разница давлений между цилиндром и всасывающей/нагнетательной камерами является движущей силой течения газа и может изменить геометрию зазора при сгибании пластины в направлении отверстия в седле.

Некоторые исследования, доступные в печати, показали, что утечка клапана может значительно снизить общую производительность компрессора [1–4]. Силва и Дешам [5] предсказали снижение объемной и изэнтропийной эффективности для компрессора малых размеров на 2,7 % и 4,4 % соответственно, который был проанализирован, когда рассматривался зазор в 1 мкм между пластинами клапанов и их седлом. Авторы разработали численную модель для оценки величины перетечек в клапанах поршневых компрессоров, используемых для бытовой холодильной техники, с учетом квазистационарного, адиабатического, ламинарного потока сжимаемого идеального газа. Геометрическая форма пластинчатого клапана была упрощена до круглой пластины. Были также учтены эффекты разрежения; и результаты показали, что при некоторых условиях во время процесса сжатия поток газа в зазоре имеет ламинарный характер. Авторы также отметили, что изгиб пластины клапана имеет тенденцию увеличивать перетечки. Сантос и соав-

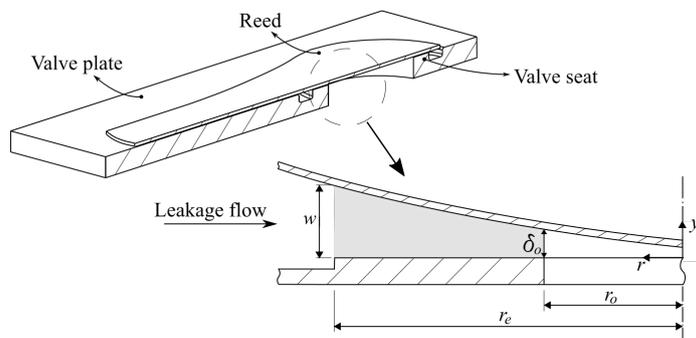


Рис. 1. Закрытый клапан и геометрия зазора между пластиной и посадочной поверхностью седла
Fig. 1. Closed valve and gap geometry between the reed and seat

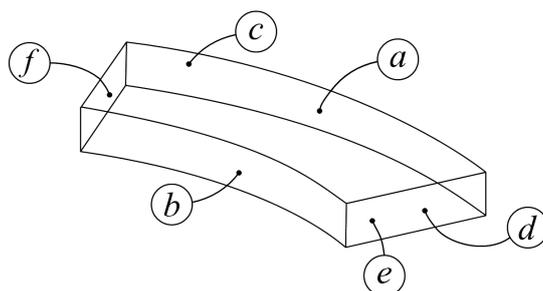


Рис. 2. Область потока и граничные условия
Fig. 2. Flow domain and boundary conditions

торы [6] измеряли перетечки до и после износа в клапанах компрессоров малой мощности.

Результаты показали, что краевой зазор на границе отверстия клапана изменяется от 0,13 до 0,94 мкм до износа и от 0,11 до 0,47 мкм после износа.

Данное исследование направлено на изучение влияния следующих аспектов на перетечки в клапане: а) сила инерции, связанная с потоком жидкости и изгибом пластинчатого клапана; б) уравнение состояния газа; и в) форма клапанных пластин.

2. Описание проблемы

2.1. Поток жидкости.

Пластинчатые клапаны всасывания и нагнетания, рассматриваемые в данном исследовании, в поперечном сечении проходного отверстия седла имеют форму окружности. Имитационная модель перетечек в клапане требует зависящих от времени величин давления и температуры в рабочей камере цилиндра в качестве граничных условий. Эти граничные условия определяются путем расчета рабочего цикла, содержащего изотропические процессы расширения и сжатия, а также процессы всасывания и нагнетания при постоянном давлении. Поэтому нет необходимости рассчитывать динамику клапана.

Давления во всасывающей и нагнетательной камерах p_{sc} и p_{dc} также необходимы и предполагаются равными давлениям кипения и конденсации p_{evap} и p_{cond} соответственно. Температура газа

во всасывающей камере T_{sc} принимается равной температуре на линии всасывания, в то время как температура в нагнетательной камере T_{dc} соответствует температуре в конце процесса изотропического сжатия. Анализ выполняется для компрессора, работающего с R600a, в следующих условиях: $T_{evap} = -23,3^\circ\text{C}$, $p_{evap} = 0,629$ бар, $T_{cond} = 54,4^\circ\text{C}$, $p_{cond} = 7,620$ бар, $T_{sc} = 54,1^\circ\text{C}$ и $T_{dc} = 129,8^\circ\text{C}$.

Область потока газа соответствует области между внутренней и внешней границей посадочной поверхности седла, показанной на рис. 1. Радиусы внутренней и внешней границы посадочной поверхности седла рассматриваемого нагнетательного клапана составляли 2,25 и 3,05 мм, а соответствующие радиусы всасывающего клапана составляли 3,40 и 3,95 мм.

Как показано на рис. 1, размер зазора изменяется в зависимости от радиального положения. На выпускном отверстии этот параметр принимает минимальное значение, называемое краевым зазором, δ_o [7]. Величина зазора на впускном отверстии w зависит от изгиба пластины клапана и изменяется во время процесса сжатия. Когда пластина клапана представлена в виде круглой пластины, деформация клапана и поток считаются осесимметричными. Однако это условие не выполняется, когда фактическая геометрия учитывается при моделировании и вместо этого используется условие продольной симметрии.

Имитационная модель предполагает гипотезу о ламинарном течении сжимаемой жидкости. Следует отметить, что ламинарный режим тече-

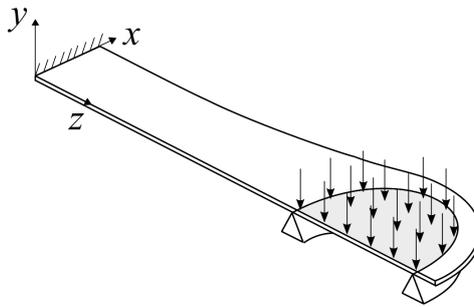


Рис. 3. Структурная область и граничные условия
Fig. 3. Structural domain and boundary conditions

ния применяются в качестве граничных условий на стенках из-за уменьшенного размера зазора. Кроме того, предполагается, что изоэнтропическое течение определяет свойства потока на входном сечении расчётной области, причем соответствующее термодинамическое состояние характеризуется параметрами торможения. Наконец, напряженность поля и вязкая диссипация не учитывались.

Область решения показана на рис. 2. Мгновенное значение давления и температура в камере, из которой происходит утечка газа, заданы как граничные условия на входе (а). На выходе (б) граничным условием является давление в камере, куда направлен поток газа. Грань (с) — это условие стенки, представляющей поверхность пластины клапана, положение которой определяется через функцию изгиба пластины. Грань (д) представляет собой граничное условие стены, связанное с поверхностью седла. Наконец, грани (е) и (ф) представляют условия симметрии потока.

Моделирование потока выполняется только при закрытом клапане. Начальное условие для области решения всасывающего клапана установлено как однородное и равное условиям в камере всасывания. В случае с нагнетательным клапаном начальное условие предписано как в камере нагнетания. Поле скорости принималось нулевым для всех случаев.

При моделировании потока термодинамические и транспортные свойства были получены из REFPROP [8], когда предположение об идеальном газе не использовалось. Для определения граничного условия на стенках необходимы два параметра: коэффициент аккомодации тангенциального импульса, определенный экспериментально Силвой и соавторами [9] для R600a; и определяющий линейный размер, связанный с потенциалом Леннарда — Джонса, который был оценен по вязкости газа в предполагаемой модели межмолекулярного взаимодействия твердой сферы [10].

2.2. Изгиб пластинчатого клапана.

Предполагается, что материал пластины клапана ведет себя как линейное изотропное упругое твердое тело со следующими физическими свойствами: $\nu = 0,3$; $\rho_s = 7860 \text{ кг/м}^3$; $E = 210 \text{ ГПа}$ (ν — коэффициент Пуассона, ρ_s — плотность, E — модуль упругости). Для упрощения модели изгиба пластины клапана были приняты следующие допущения: а) точки контакта возникают только между пластиной и седлом вблизи зажи-

ма; б) предполагается, что пластина находится в контакте только с внутренней границей посадочной поверхности седла. Нелинейности, возникающие из-за контакта между пластиной и гнездом, игнорируются; в) предполагается, что поверхность пластины, покрывающая отверстие, подвергается равномерной нагрузке давления, вызванной разностью давлений между барокамерой и камерой всасывания или нагнетания; г) клапан находится в состоянии покоя в закрытом состоянии (нулевая скорость) и начального отклонения нет; д) деформация, вызванная ударом клапана о гнездо, не учитывается.

Рис. 3 иллюстрирует структурную область и наложенные граничные условия. Пластина закреплена в области зажима и просто поддерживается вдоль линии соприкосновения с внутренней границей посадочной поверхности седла, при этом нагрузка от давления действует только в области, закрывающей отверстие. В альтернативном варианте пластина клапана была представлена как круглая пластина с диаметром, равным наружному диаметру посадочной поверхности седла. В этом случае пластина просто поддерживается вдоль линии соприкосновения с внутренней границей посадочной поверхности седла.

3. Численное решение

3.1. Поток жидкости.

Для расчета потока жидкости через клапанный зазор было использовано программное обеспечение ANSYS Fluent. Сетка, созданная для дискретизации области жидкости, состояла из шестигранных объемов. Для случая, когда пластина рассматривалась по упрощенной схеме как круглая, область потока жидкости была уменьшена до восьмой части своего первоначального размера из-за осесимметричного состояния. С другой стороны, для случая, в котором рассматривалась исходная геометрия клапана, была принята только продольная симметрия. Поскольку область изменяется в соответствии с изгибом пластины во время цикла сжатия, то требуются методы с подвижной сеткой. Был выбран метод сглаживания из-за его уменьшенных вычислительных затрат и применимости для шестигранных сеток. В этом смысле узлы сетки на стенке следуют за движением стенки, а узлы внутри сетки движутся в соответствии с удобным алгоритмом [11]. В данном исследовании использовался линейно-эластич-

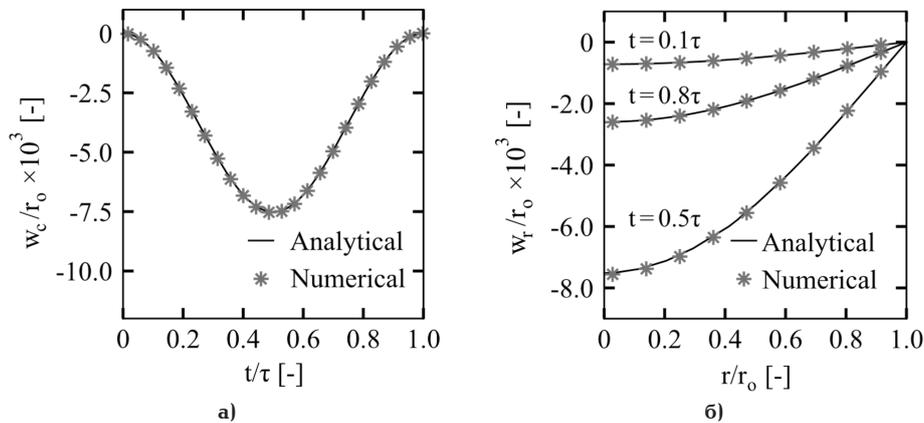


Рис. 4. Деформация пластины нагнетательного клапана:
 а) точка, расположенная в центре отверстия;
 б) вдоль радиального направления в разные моменты времени
 Fig. 4. Deformation of the discharge reed valve:
 а) point located in the center of the orifice;
 б) along the radial direction at different points in time

ный твердотельный метод сглаживания, который переносит смещения узлов во внутреннюю часть сетки, предполагая, что сетка деформируется как линейно-упругий материал.

Для оценки конвективных терминов была принята противопотоковая схема второго порядка, в то время как схема наименьших квадратов на основе ячеек использовалась для диффузионных терминов. Алгоритм SIMPLE был выбран для связи между давлением и скоростью, и критерии сходимости были установлены равными 10^{-4} для уравнений массы и импульса и 10^{-6} для уравнения энергии. В дополнение к этому изменение массового расхода на входе и выходе проверялось после каждых 10 итераций процедуры решения для всех временных шагов. Сходимость была достигнута, когда оба параметра варьировались меньше, чем 10^{-4} .

3.2. Изгиб пластины клапана.

Решение структурной задачи было получено с использованием метода конечных элементов, доступного в программном обеспечении ANSYS Mechanical. Была сгенерирована сетка, предполагающая постоянное количество элементов по ширине пластины, и максимальное соотношение сторон составляло 1:2. Элемент Solid-Shell (SOLSH190) [11] был использован благодаря его адекватности для тонких структур. Для интегрирования по времени использовался неявный метод Ньюмарка, а линейная система уравнений решалась методом полного решения. В программном обеспечении используется метод Ньютона – Рафсона для итерационной процедуры решения [11].

В процессе решения программа автоматически настраивала временной шаг между тремя различными уровнями: начальным, минимальным и максимальным. Начальный временной шаг Δt_{in} был определен на основе наибольшей собственной частоты колебаний f_n (полученной путем модального анализа) в соответствии: $\Delta t_{in} = (1/20) \times \frac{1}{f_n}$. Минимальный временной шаг использовался для предотвращения неопределенных решений уравнений и был задан как $\Delta t_{in}/100$. Максималь-

ный временной шаг был равен временному шагу, используемому при моделировании потока жидкости. Чтобы учесть внутреннее демпфирование материала, была принята модель демпфирования Рэлея с коэффициентом демпфирования 0,1.

3.3. Взаимодействие рабочей среды с конструкцией.

Для учета взаимодействия жидкости с конструкцией был принят сеточный метод. Этот метод обеспечивает решение жидкостных и структурных задач различными численными методами с использованием последовательной процедуры, а также с использованием неконформных сеток, в которых узловые положения обеих сеток не должны совпадать. Кроме того, был принят односторонний подход, при котором сначала получают структурное решение и используют для определения положения граничных условий в области потока жидкости. Передача данных между ANSYS Mechanical и ANSYS Fluent осуществлялась с помощью системы связи ANSYS.

Процедура решения состоит в выводе значений давления и температуры в барокамере на каждом временном шаге. Затем ANSYS Mechanical решает структурную проблему, и система ANSYS System Coupling передает результирующее отклонение пластины в ANSYS Fluent, позволяя обновить область и сетку потока. Затем проводится процедура итерационного решения до достижения сходимости.

4. Результаты

Ошибки, связанные с временной и пространственной дискретизацией, оценивались методом экстраполяции Ричардсона на основе индекса сходимости сетки (GCI). Конечная сетка в твердой области состояла из неструктурированной сетки с 5336 элементами для случая, когда рассматривается полная геометрия пластины, и с 2600 элементами, когда пластина упрощена до круглой пластины. Область газового потока приняла соответствующую форму, ограниченную поверхностями конструкции, структурирован-

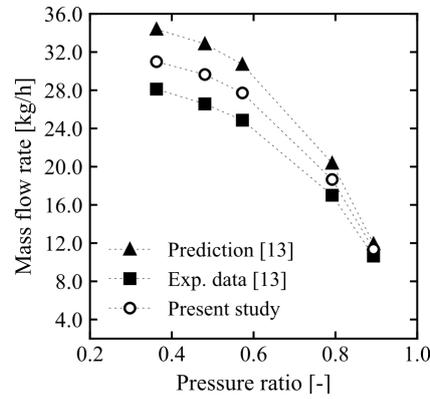


Рис. 5. Сравнение массового расхода для параллельно расположенных дисков
Fig. 5. Comparison of mass flow rate for the parallel disks configuration

Таблица 1. Сравнение массового расхода для конфигурации наклонных дисков
Table 1. Comparison of mass flow rate for the inclined disks configuration

Высоты [мм]		\dot{m} [кг/ч]		$\Delta \dot{m}$ [%]
w	δ	Зук и Смитт [14]. Данное исследование		
8,255	6,985	2830,3	2784,6	1,62
10,795	9,525	6096,2	5805,0	4,78
13,335	12,065	10314,7	9568,4	7,23

ную с количеством элементов сетки $16 \times 90 \times 180$ в осевом, радиальном и круговом направлениях соответственно. Время обработки квазистационарного моделирования потока для упрощенной и полной геометрии пластинки составляло приблизительно 16 и 21 час соответственно. Моделирование проводилось на компьютере с процессором Intel Core i7-7700K 4,20 ГГц.

Для проверки структурной модели результаты изгиба пластины под синусоидальной нагрузкой с частотой 120 Гц сравнивались с аналитическим решением, представленным Вейнером [12]. На рис. 4а показано смещение точки пластины выпускного клапана, расположенной в центре отверстия w_c , в течение периода τ , в котором клапан закрыт. На рис. 4б показано смещение выпускного клапана вдоль радиального направления w_r для трех моментов времени. Как можно заметить, существует хорошая сходимость между численным прогнозом и аналитическим решением.

Модель потока жидкости была подтверждена путем сравнения ее прогнозов с результатами, обнаруженными в литературе, посвященной исследованию массового расхода радиального потока между параллельными и наклонными дисками с геометрическими параметрами, подобные принятым в данном исследовании. На рис. 5 показано сравнение массового расхода, рассчитанного с использованием модели потока жидкости, с теоретическими и экспериментальными

результатами, представленными Зуком [13] для радиального потока между двумя параллельными дисками при различных соотношениях давлений. С другой стороны, в табл. 1 показано сравнение результатов, полученных в настоящем исследовании, и прогнозов, представленных Зуком и Смиттом [14] для наклонных дисков. Наибольшее различие наблюдалось для состояния параллельного диска, составившее приблизительно 10%. Это согласование было сочтено удовлетворительным, а модель считается достаточной для оценки величины перетечек в клапане.

После верификации модель использовалась для проверки трех гипотез, обычно используемых при прогнозировании утечек: а) квазистационарное условие отклонения клапана и потока жидкости; б) идеальный газ; в) пластинчатый клапан в качестве дисковой пластины. Квазистационарное допущение для отклонения клапана было проверено путем наблюдения отклонения клапана на внешней границе гнезда, w , в течение периода, когда клапаны закрыты. На рис. 6 показаны решения, полученные с моделью, в которой используются переходные и квазистационарные формулировки. Горизонтальная ось показывает угол поворота вала компрессора, θ , в течение периода, когда клапан закрыт, нормализованный по углу вала непосредственно перед открытием клапана, θ_{max} . Наибольшие отклонения, наблюдаемые между результатами расчетов с применением разных подходов, составляли 1% для на-

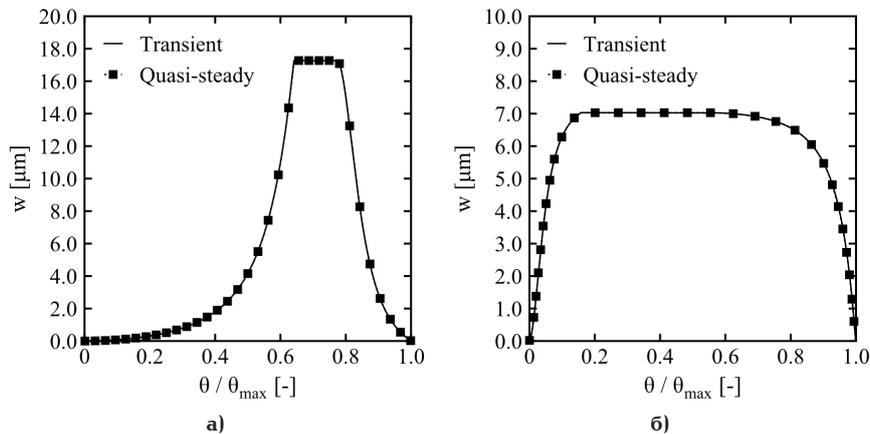


Рис. 6. Прогнозируемая деформация пластины клапана с учетом переходных и квазистационарных подходов для рабочей частоты $f = 120$ Гц:
 а) всасывающий клапан; б) нагнетательный клапан
Fig. 6. Predicted valve deformation considering transient and quasi-steady approaches for an operating frequency $f = 120$ Hz:
 а) suction valve; б) discharge valve

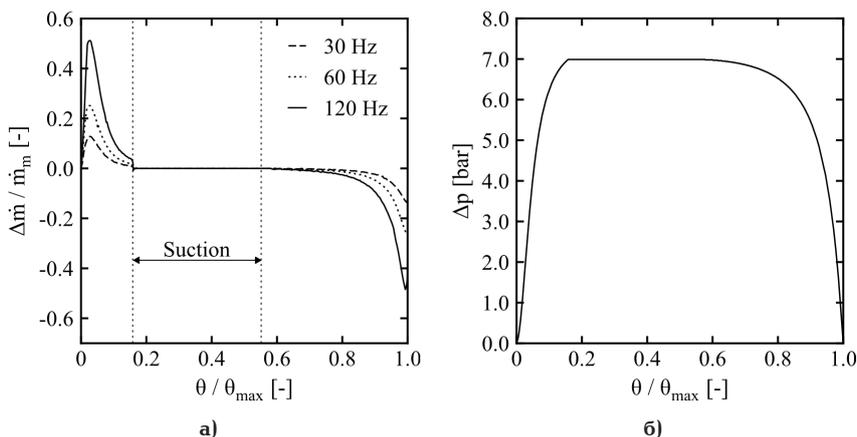


Рис. 7. Эффект инерции жидкости:
 а) разница между массовыми расходами на входе и выходе;
 б) перепад давления, действующий на пластину нагнетательного клапана
Fig. 7. Effect of fluid inertia:
 а) difference between the mass flows rate at the inlet and outlet;
 б) pressure difference acting on the discharge valve

нагнетательного клапана и 0,4% для всасывающего клапана. Эти результаты показывают, что сила инерции, возникающая в результате ускорения клапана из-за кратковременной нагрузки, незначительна и не оказывает существенного влияния на отклонение клапана.

Влияние инерции на поток было проверено по разнице между массовым расходом на входе и выходе области раствора, $\Delta \dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$, во время цикла сжатия. На рис. 7 показаны результаты $\Delta \dot{m}$ для нагнетательного клапана, нормированные по среднему массовому расходу во время цикла сжатия, \dot{m}_m для трех рабочих частот (30, 60

и 120 Гц). Можно отметить, что наибольшие значения $\Delta \dot{m}$ наблюдаются, когда разность давлений Δp резко изменяется, что более заметно при более высоких рабочих частотах. Стоит отметить, что $\Delta \dot{m}$ является положительным при увеличении Δp и отрицательным при уменьшении Δp . Фактически, в дополнение к протечке, зазор также действует как резервуар, периодически принимая, накапливая и доставляя какое-то количество массы в рабочую камеру цилиндра.

Общее влияние инерции на поток также анализировалось в терминах среднего массового расхода на входе и выходе зазора в течение

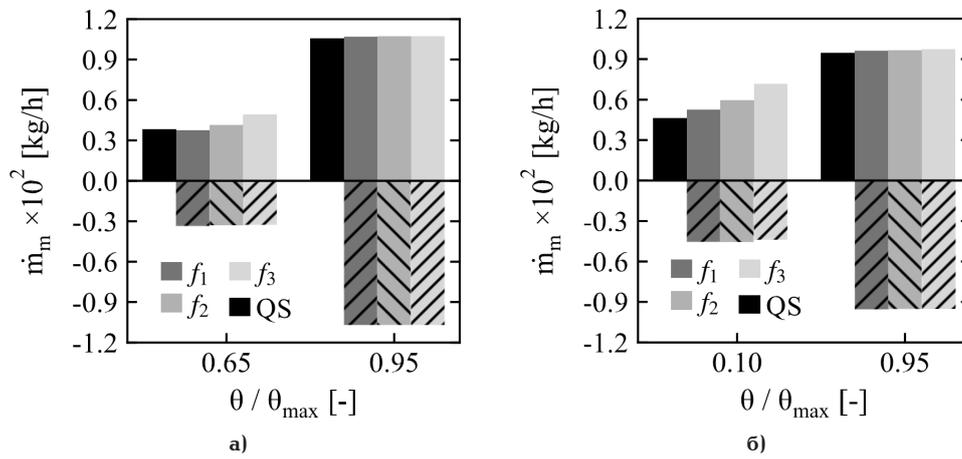


Рис. 8. Средний массовый расход на входе и выходе жидкостной области для различных рабочих частот ($f_1 = 30$ Гц, $f_2 = 60$ Гц и $f_3 = 120$ Гц): а) нагнетательный клапан; б) выпускной клапан
 Fig. 8. Mean mass flow rate at the inlet and outlet of the fluid domain for different operating frequencies ($f_1 = 30$ Hz, $f_2 = 60$ Hz and $f_3 = 120$ Hz): а) suction valve; б) discharge valve

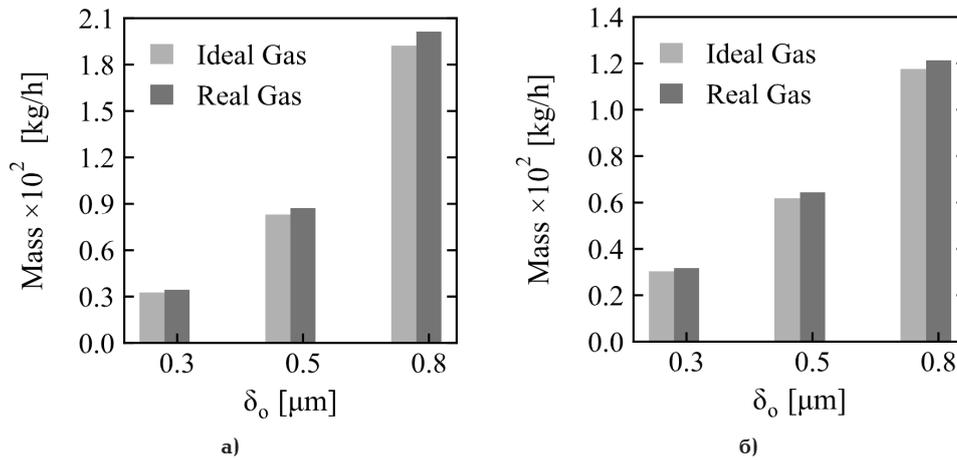


Рис. 9. Утечка в одном цикле сжатия как функция уравнения состояния и размерности краевого зазора: а) нагнетательный клапан; б) всасывающий клапан
 Fig. 9. Leakage in a single compression cycle as a function of the equation of state and dimension of the edge gap: а) discharge valve; б) suction valve

двух интервалов времени в процессе сжатия и с тремя рабочими частотами (рис. 8). Эти временные интервалы обозначены соответствующими углами вала. Положительные значения указывают, что массовый расход входит в зазор, и, наоборот, для отрицательных значений (заштрихованные столбцы). Учитывая $\theta/\theta_{\max} = 65\%$, на рис. 8 показано, что средний массовый расход на входе увеличивается с определенной частотой, в то время как средний массовый расход, покидающий область, практически нечувствителен. Вблизи отверстия клапана ($\theta/\theta_{\max} = 95\%$) эти изменения больше не наблюдаются даже на входе. Фактически, средний массовый расход, предсказанный с помощью квазистационарного уравнения (QS), довольно близок к тем, которые

получены с учетом переходных условий потока. Поэтому, хоть они присутствуют в потоке, мы заключаем, что эффекты инерции не важны для оценки величины перетечек газа через клапан.

Для оценки адекватности предположения об идеальном газе также проводилось моделирование. На рис. 9 показан массовый расход, связанный с утечкой газа во всасывающем и нагнетательном клапанах, с учетом различных значений краевого зазора. Результаты показывают, что максимальная разница между результатами, полученными для составов идеального газа и реального газа, составляет приблизительно 5% для выпускного клапана, когда $\delta_o = 0,8$ мкм. Учитывая небольшую разницу между результатами расчётов и более высокую вычислительную стоимость

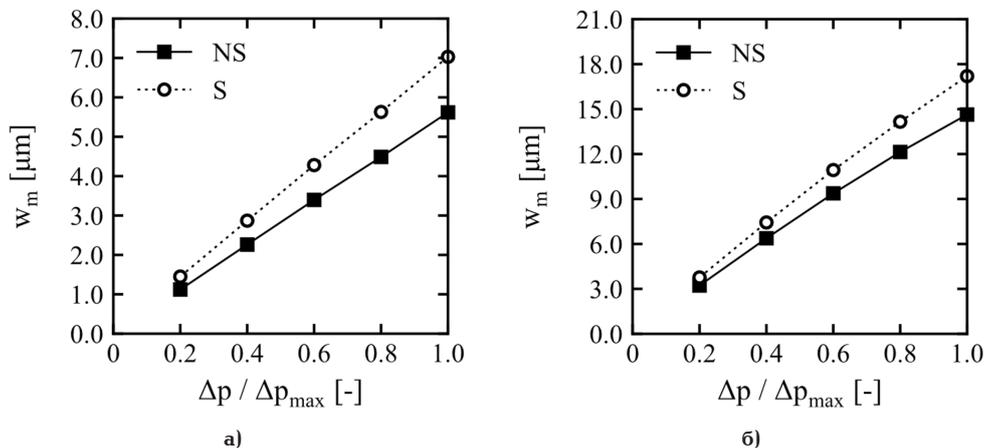


Рис. 10. Среднее отклонение пластинки по периметру входной области в зависимости от разности давлений: а) нагнетательный клапан; б) всасывающий клапан
 Fig. 10. Mean reed deflection along the perimeter of the inlet region as a function of the pressure difference: а) discharge valve; б) suction valve

(~20%) моделирования в случае учёта реальности газа, допущение об идеальном газе вполне приемлемо для оценки величины перетечек газа через клапан.

Наконец, было рассмотрено влияние геометрии пластин клапанов на величину перетечек. Результаты среднего отклонения w_m , (рассчитанного по периметру области входного потока) как функция перепада давления, показаны на рис. 10 с учетом фактической геометрии (NS) и упрощенной геометрии круглой пластины (S). Как можно видеть, среднее отклонение всегда меньше для фактической геометрии независимо от перепада давления, что приводит к меньшей площади утечки и, следовательно, меньшей протечке, чем при использовании случая упрощенной геометрии. Расход газа через зазоры в закрытых всасывающем и нагнетательном клапанах составляет 0,025 кг/ч при определении фактической геометрии и 0,031 кг/ч, если вместо этого используется упрощенная геометрия, разница составляет 19%. Однако стоимость вычислительной обработки имитаций с упрощенной геометрией примерно на 35% ниже, чем у реальной геометрии.

Заключение

Для численного анализа величины перетечек газа в пластинчатом клапане поршневых компрессоров, используемых в бытовых холодильниках, была разработана имитационная модель. Для проверки модели результаты отклонения клапана и массового расхода, представленные в модели, сравнивались с результатами, имеющимися в литературе. Затем модель использовалась для проверки адекватности упрощающих допущений, обычно применяемых при моделировании утечки клапана. Результаты показали, что переходными эффектами, связанными с отклонением клапана и потоком жидкости, можно пренебречь

для рабочих частот, меньших 120 Гц. Также было установлено, что при использовании допущения об идеальном газе имеет место заниженная оценка величины перетечек газа. Однако, учитывая небольшие различия, наблюдаемые в отношении реальности газа, и сокращение времени вычислений, модель идеального газа можно считать подходящей для оценки величины перетечек газа. Наконец, анализ показал, что фактическая геометрия клапана важна для получения точных результатов, несмотря на то, что вычислительная стоимость обработки примерно на 35% выше.

Благодарности

Данное исследование было проведено в рамках совместной научно-технической программы между Федеральным университетом Санта-Катарина и EMBRACO. Авторы также благодарны за финансовую поддержку, оказанную CAPES и EMBRAPA Unit POLO/UFSC.

Список источников

1. Machu E. How Leakages in Valves Can Influence the Volumetric and Isentropic Efficiencies of Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1990. Paper 739.
2. Fujiwara M., Kazama T. Performance Improvement of a Reciprocating Air Microcompressor // International Compressor Engineering Conference. 1998. Paper 1328.
3. Elhaj M., Gu F., Ball A. D. [et al.]. Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring // Mechanical Systems and Signal Processing. 2008. Vol. 22, Issue 2. P. 374–389. DOI: 10.1016/j.ymsp.2007.08.003.
4. Breuker M. S., Braun J. E. Common Faults and Their Impacts for Rooftop Air Conditioners // HVAC&R Research. 1998. Vol. 4, Issue 3. P. 303–318.

5. Silva L. R., Deschamps C. J. Modeling of gas leakage through compressor valves // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 53. P. 195–205. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.05.003.
6. Dos Santos F. L., Silva E., Deschamps C. J. Influence of Wear on Leakage through Reed-Type Valves of Small Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2591.
7. Rezende G. C., Silva E., Deschamps C. J. Edge gap as a geometric parameter to characterize the sealing performance of compressor valves // International Journal of Refrigeration. 2018. Vol. 90. P. 257–263. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.03.019.
8. Lemmon E. W., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0. Thermophysical Properties Division (USA). 2007.
9. Silva E., Rojas-Cardenas M., Deschamps C. J. Experimental analysis of velocity slip at the wall for gas flows of nitrogen, R134a, and R600a through a metallic microtube // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 66. P. 121–132. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.02.006.
10. Hirschfelder J. O., Curtiss C. F., Bird R. B. Molecular theory of gases and liquids. NY: John Wiley & Sons, 1954. 1249 p. DOI: 10.1002/pol.1955.120178311.
11. ANSYS Electronics Desktop™: Scripting Guide. V.15.0.0. ANSYS Inc., 2011. 1084 p.
12. Weiner R. S. Forced Axisymmetric Motions of Circular Elastic Plates // Journal of Applied Mechanics. 1965. Vol. 32, Issue 4. P. 893–898. DOI: 10.1115/1.3627332.
13. Zuk J. Fluid Mechanics of Noncontacting gas film seals. Ph. D. Thesis, Case Western Reserve University, 1972.
14. Zuk J., Smith P. J. Computer program for quasi-one-dimensional compressible flow with area change and friction. NASA, 1974. 86 p.

Сведения о переводчике

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода: De Luca L. G. M., Silva E., Deschamps C. J. Assessment of simplifying hypotheses adopted for valve leakage modeling // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012061. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012061.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012061/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Де Лука Л. Г. М., Силва Э., Дешам С. Дж. Оценка влияния упрощающих допущений, принимаемых при моделировании перетечек в клапанах = De Luca L. G. M., Silva E., Deschamps C. J. Assessment of simplifying hypotheses adopted for valve leakage modeling / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 85–95. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-85-95.

Статья поступила в редакцию 15.04.2020 г.

© Л. Г. М. Де Лука, Э. Силва, С. Дж. Дешам

ASSESSMENT OF SIMPLIFYING HYPOTHESES ADOPTED FOR VALVE LEAKAGE MODELING

L. G. M. De Luca, E. Silva, C. J. Deschamps

Polo Research Labs for Emerging Technologies in Cooling
and Thermophysics Federal University of Santa Catarina,
Brazil, Florianopolis, SC, 88040-900

Translated from English

M. A. Federova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The reed-type valves employed in refrigeration compressors must provide adequate sealing when closed to avoid leakage of gas between the compression chamber and the suction and discharge chambers. Recent studies show that valve leakage can considerably affect the performance of the small reciprocating compressors used for domestic refrigeration. The present paper reports an investigation on the adequacy of simplifying the hypothesis adopted in the simulation models of valve leakage. The results indicate that the transient effects related to both the valve deflection and fluid flow are negligible. Also, the ideal gas formulation was found suitable in some operating conditions found in domestic refrigeration. On the other hand, leakage was found to be overpredicted by almost 20 % when the reed valve geometry was simplified to a circular plate in order to reduce the computational processing cost.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, valve, overflow, mathematical model, numerical experiment, verification.

Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology International Conference on Compressors and their Systems. (London, 2019).

References

1. Machu E. How Leakages in Valves Can Influence the Volumetric and Isentropic Efficiencies of Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 1990. Paper 739. (In Engl.).
2. Fujiwara M., Kazama T. Performance Improvement of a Reciprocating Air Microcompressor // International Compressor Engineering Conference. 1998. Paper 1328. (In Engl.).
3. Elhaj M., Gu F., Ball A. D. [et al.]. Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring // Mechanical Systems and Signal Processing. 2008. Vol. 22, Issue 2. P. 374–389. DOI: 10.1016/j.ymssp.2007.08.003. (In Engl.).
4. Breuker M. S., Braun J. E. Common Faults and Their Impacts for Rooftop Air Conditioners // HVAC&R Research. 1998. Vol. 4, Issue 3. P. 303–318. (In Engl.).
5. Silva L. R., Deschamps C. J. Modeling of gas leakage through compressor valves // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 53. P. 195–205. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.05.003. (In Engl.).
6. Dos Santos F. L., Silva E., Deschamps C. J. Influence of Wear on Leakage through Reed-Type Valves of Small Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2591. (In Engl.).
7. Rezende G. C., Silva E., Deschamps C. J. Edge gap as a geometric parameter to characterize the sealing performance of compressor valves // International Journal of Refrigeration. 2018. Vol. 90. P. 257–263. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.03.019. (In Engl.).
8. Lemmon E. W., Huber M. L., McLinden M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0. Thermophysical Properties Division (USA). 2007. (In Engl.).
9. Silva E., Rojas-Cardenas M., Deschamps C. J. Experimental analysis of velocity slip at the wall for gas flows of nitrogen, R134a, and R600a through a metallic microtube // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 66. P. 121–132. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.02.006. (In Engl.).
10. Hirschfelder J. O., Curtiss C. F., Bird R. B. Molecular theory of gases and liquids. NY: John Wiley & Sons, 1954. 1249 p. DOI: 10.1002/pol.1955.120178311. (In Engl.).
11. ANSYS Electronics Desktop™: Scripting Guide. V.15.0.0. ANSYS Inc., 2011. 1084 p. (In Engl.).
12. Weiner R. S. Forced Axisymmetric Motions of Circular Elastic Plates // Journal of Applied Mechanics. 1965. Vol. 32, Issue 4. P. 893–898. DOI: 10.1115/1.3627332. (In Engl.).
13. Zuk J. Fluid Mechanics of Noncontacting gas film seals. Ph. D. Thesis, Case Western Reserve University, 1972. (In Engl.).

14. Zuk J., Smith P. J. Computer program for quasi-one-dimensional compressible flow with area change and friction. NASA, 1974. 86 p. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Address for correspondence:

sidorova_ma79@mail.ru

For citations

De Luca L. G. M., Silva E., Deschamps C. J. Assessment of simplifying hypotheses adopted for valve leakage modeling / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 85–95. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-85-95.

Received April 15, 2020.

© L. G. M. De Luca, E. Silva, C. J. Deschamps