

Моделирование газодинамики самодействующего нагнетательного клапана поршневого компрессора в HyperWorks CFD

Шарафеев Рустем Фаридович, Егоров Александр Геннадьевич, Сагбиев

Ильгизар Раффакович

ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет», 420015, г.Казань, ул. К.Маркса, 68

Аннотация:

В работе проведено численное исследование трехмерного течения газа в самодействующем кольцевом клапане с помощью решателя AcuSolve программы HyperWorks CFD. Рассмотрен процесс нагнетания при отношении давления $P=4,5$. Граничные условия заданы на основании индицирования воздушного одноступенчатого поршневого компрессора К-75. Течение газа нестационарное с изменением геометрии канала в соответствии с верифицированной методикой динамики кольцевых пластин. На основании анализа неполного открытия клапана приняты допущения, обеспечивающие эквивалентное гидравлическое сопротивление. В результате численного моделирования получена визуализация быстропротекающих процессов. Определены локальные параметры, интегральный расход, оценена потеря производительности при перетекании газа. Рассчитаны потери мощности в клапане.

Ключевые слова: самодействующий клапан, поршневой компрессор, HyperWorks, AcuSolve, моделирование, расход, потери мощности

Большинство поршневых компрессоров используют самодействующие клапаны. Потери энергии в клапанах могут достигать 35% всей энергии, потребляемой компрессором. Традиционно при оценке предполагают, что

клапаны открываются мгновенно, остаются полностью открытыми до конца процесса нагнетания или всасывания и далее мгновенно закрываются. Из-за сложности и быстроты протекающих процессов в большинстве случаев оценку проводят на основании связей между параметрами газа перед клапаном и за ним, предполагая, что течение близко к стационарному. Совершенствование существующих подходов необходимо для уточнения решения основной задачи теории клапанов, а именно определения потери энергии на гидравлические сопротивления. Хотя уже известно, что гидравлические потери не единственные [1-3].

Численные методы позволяют визуализировать процессы в исследуемой области, в том числе и быстропротекающие с изменяющейся геометрией канала. Верификацию модели с экспериментом можно провести по интегральным характеристикам, например, по расходу. В дальнейшем верифицированные модели могут заменить часть натуральных экспериментов и оптимизировать процесс разработки новых конструкций клапанов.

В работе рассмотрен один цикл периодической работы кольцевого нагнетательного клапана, на основании которого определены интегральные параметры производительности компрессора и потери энергии в клапанах.

Геометрия и исходные экспериментальные данные при отношении давления $P=4,5$ взяты из исследовательской работы [2], в которой решена совмещенная задача газодинамики канала клапана и динамики пластины. С одной стороны подход носит одномерный характер, где определяющим является высота подъема пластины, в том числе с учетом износа. С другой стороны аналитические зависимости достаточно точно описывают происходящие процессы.

Самодействующий клапан (рис.1а) имеет два кольца, два ряда входных отверстий диаметром 9 и 5 мм, два ряда выходных отверстий диаметром 6 и 4 мм, но смещенные к центру в места радиальных зазоров между пластинами. Также на выходе на периферии имеется кольцевой зазор шириной 3 мм. Отверстия рядов наиболее удаленных от центра клапана

смещены в окружном направлении относительно рядов с меньшим радиусом на угол 10° . В каждом ряду по 18 отверстий.

Геометрия клапана и граничные условия обладают центральной симметрией, поэтому в качестве расчетной области выделен сектор с углом 20° (рис.1б). Этот подход [4, 5] позволяет экономить вычислительные ресурсы особенно в расчетах нестационарных течений с малым шагом по времени.

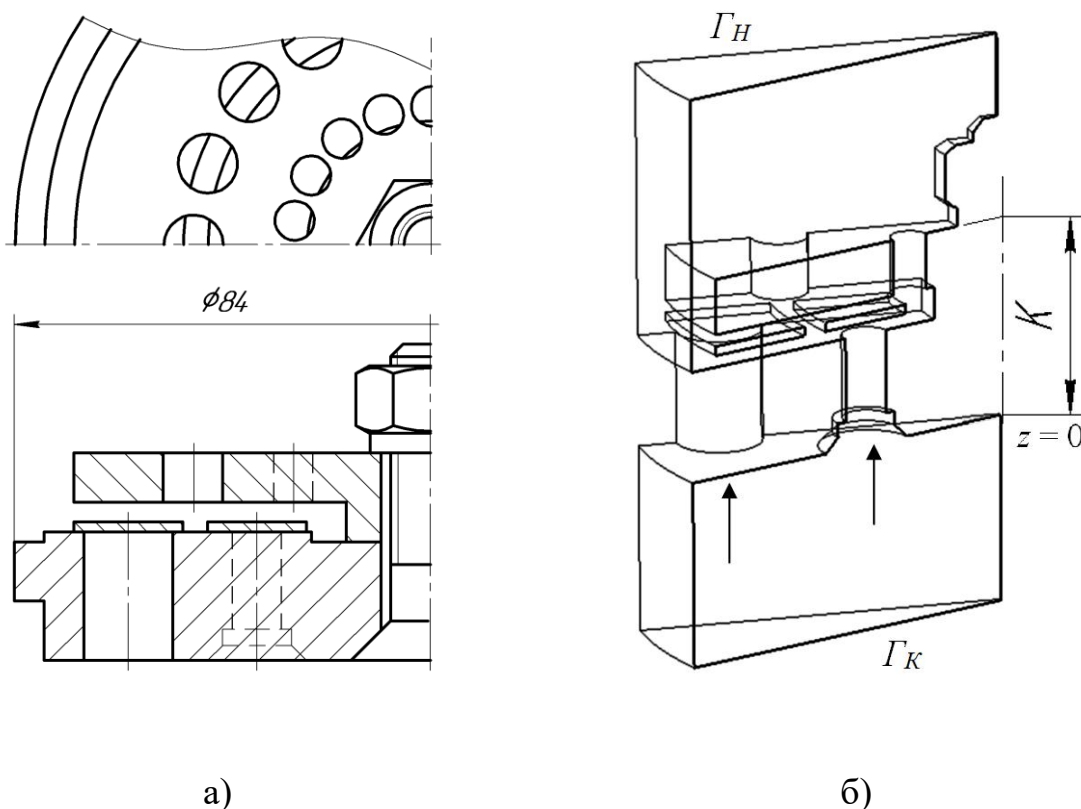


Рисунок 1 – Геометрия клапана: а) общий вид б) расчетная область:

K – границы канала клапана

Перед расчетной областью K и после нее введены дополнительные полости для формирования усредненных параметров потока на некотором удалении от входных и выходных сечений клапана. Эти граничные условия заданы на основании индицирования поршневого компрессора [2] и связаны с обработкой реальной индикаторной диаграммы.

На границе Γ_H задано постоянное абсолютное давление нагнетания равное 450 кПа. На границе Γ_K абсолютное давление P_K и температура T_K

заданы в виде функций. Значение P_k соответствует давлению в цилиндре. Температура в цилиндре T_k определялась из условия политропного процесса. Значение показателя политропы сжатия $n_c = 1,25$ соответствует условной политропе, рассчитанной аппроксимацией участка процесса сжатия индикаторной диаграммы. Так в момент полного открытия клапана максимальная температура нагнетания достигала 130°C . Аналогично температура после верхней мертвой точки (ВМТ) рассчитывалась из условий политропного расширения ($n_p=1,2$). В начальный момент времени во всей расчетной области задано равновесное состояние по условиям нагнетания Γ_H .

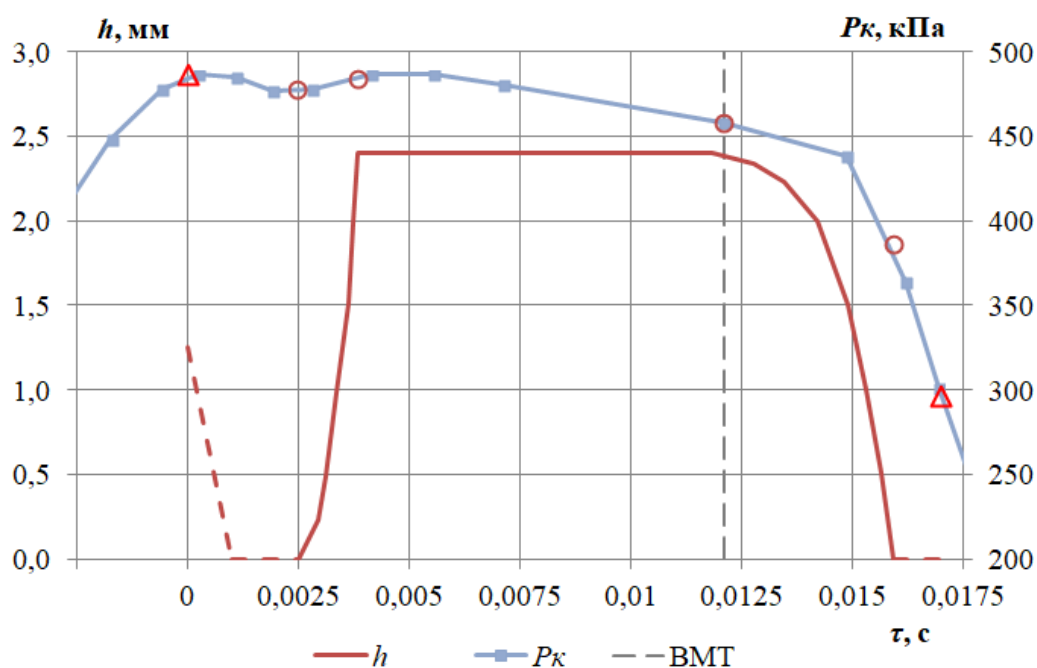


Рисунок 2 – Изменение давления нагнетания p_k и положения пластины h от времени при $16,2 \text{ Гц}$ и $\Pi=4,5$:

Вертикальная линия — — соответствует моменту достижения поршнем ВМТ; Δ границы период расчета; \circ – характерные положения пластины

Моделирование проведено с помощью решателя AcuSolve пакета программ HyperWorks CFD [6]. Расчетная сетка состоит из 169 тыс. узлов и 903 тыс. тетраэдрических элементов. Средний размер элементов в области клапана K порядка 0,2 мм. В дополнительных полостях постепенно увеличивается до 1 мм. Вблизи стенок задано сгущение. Для построения

качественной расчетной сетки начальное положение пластин задано в середине зазора между седлом и ограничителем хода (рис.3).

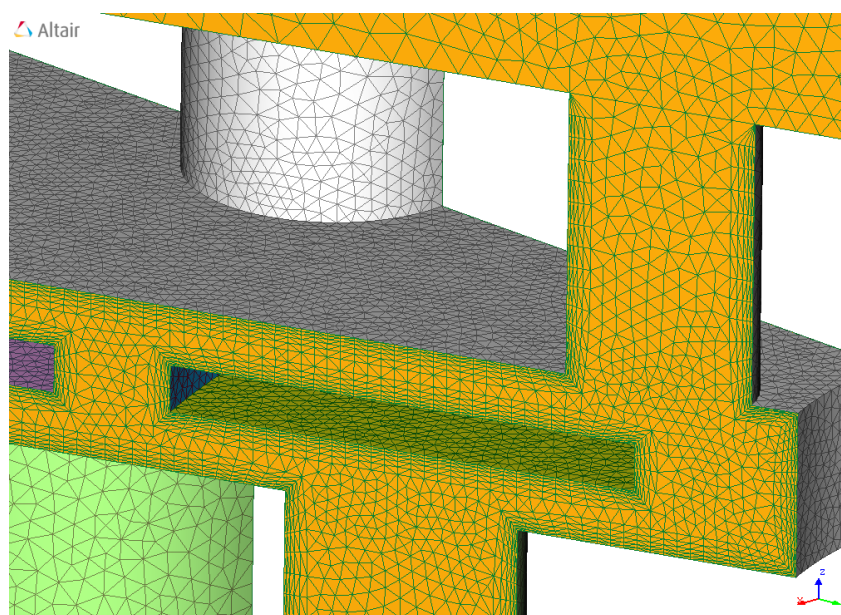


Рисунок 3 – Расчетная сетка конечных элементов

Под действием перепада давления пластины перемещаются. Движение границ стенок приводит к деформации расчетной сетки в объеме. Благодаря стандартной возможности решателя «Arbitrary Mesh Movement» соседние узлы пропорционально перераспределяются. В крайних положениях, когда пластина полностью прижата к седлу, деформация элементов расчетной сетки значительна. Однако для подобных случаев решатель AcuSolve имеет опцию «ogden», позволяющую оперировать элементами, чей объем стремиться к нулю. Для устойчивости решения и предотвращения схлопывания элементов минимальный зазор между пластиной и седлом при закрытии клапана задан на уровне 1% от максимального хода пластины.

Введен ряд упрощений в движение пластины. Во-первых, обе пластины двигаются одинаково. Во-вторых, не учитывается отскок пластины от ограничителя при открытии (рис.2), т.к. в исследуемой конструкции клапана и режиме работы компрессора период отскока занимает 7% от общего времени открытого состояния клапан при кратковременном максимальном

смещении пластины в сторону закрытия до 14% от зазора. При этом, отношение высоты подъема пластины h к характерному размеру седла b близкого к 0,5 [1, с.141], что приводит к кратковременному изменению коэффициент расхода до 13%.

Процесс нагнетания периодически повторяется, период зависит от частоты вращения коленчатого вала. Для моделирования рассмотрен один цикл соответствующий частоте 16,2 Гц. Начало отсчета времени смещено ближе к процессу нагнетания. Исследуемый процесс начинается с открытия клапана. Поэтому для занятия исходного положения пластины прижатой к седлу введен начальный участок 0,0025 с (рис.2). С момента времени 0,0025 с начинается процесс нагнетания до 0,0121 с. Т.к. в динамике клапана имеет место позднее закрытие, то время расчета продлено и частично захватывает процесс расширения в цилиндре до момента 0,01595 с. Ход пластины также задан на основании результатов верифицированной экспериментально модели динамики клапана [2].

Еще одним важным моментом при моделировании нестационарных процессов является выбор приращения времени. Оно должно быть достаточно коротким, чтобы зафиксировать изменения параметров потока, но не слишком малое, т.к. это приведет увеличению количества итераций и росту времени вычислений. Существует два метода для определения необходимого приращения времени. Первый метод включает в себя определение временных масштабов по параметрам потока. Вторым методом заключается в определении количества элементов, которые поток может пересечь за один временной шаг. В практике вычислительной гидродинамики удобным критерием является число Куранта-Фридрихса-Леви (число CFL). В этом подходе приращение времени может быть вычислено исходя из размера ячейки, скорости потока и желаемого числа CFL. При среднем размере элементов в области клапана порядка 0,2 мм, ожидаемой средней скорости потока порядка 40-100 м/с временной шаг выбран 0,00002 с.

Учтена сжимаемость газа, т.к. скорости могут достигать 0,3 числа Маха. При быстром изменении геометрии канала (закрытие-открытие клапана) могут возникать волны расширения и сжатия. Также температура газа непостоянна и после завершения процесса нагнетания снижается по политропе расширения. Для учета перечисленных факторов плотность рассчитывалась из уравнения состояния для идеального газа.

Теплообмен между газом и стенками канала клапана не учитывается. На стенках задано условие прилипания. В уравнении энергии учитываются потери при расширении и сжатии среды, а также на вязкостное трение. Значение вязкости воздуха задано как функция от температуры. Значения теплоемкости и теплопроводности постоянны при условиях нагнетания. Для задачи течения газа, ограниченного стенками, выбрана однопараметрическая модель турбулентности Spalart Allmaras.

В результате рассчитаны поля давлений, температур и скоростей в любой момент времени (рис.4). Визуализация быстропротекающих процессов позволяет лучше понять эффективность конструкции, выявить узкие места. Например, сопоставление экспериментальных измерений абсолютного давления в цилиндре p_K и перемещения пластины h на одной временной шкале (рис.2) выявляет частое для клапанов явление запаздывания посадки пластины на седло. В этом случае ожидается потеря производительности, т.к. газ из полости нагнетания может вернуться обратно в цилиндр. Что и было установлено (рис.5а) по результатам численного моделирования благодаря возможности пошагово рассмотрения всех переходных состояний.

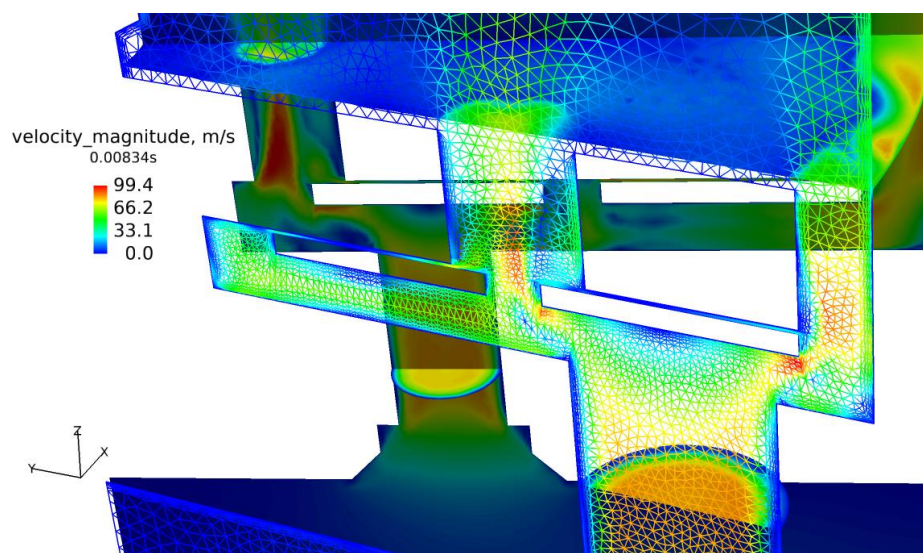


Рисунок 4 – Распределение полной скорости в характерных сечениях ($z=6\text{мм}$, $z=22\text{мм}$) и на границах сектора расчетной области открытого клапана

Вместе с локальными параметрами потока получены интегральные значения в характерных сечениях. Площадь под кривой мгновенного расхода (рис.5б) соответствует массе газа, которая переместилась за один такт нагнетания. Для получения расхода газа через весь клапан за 1 секунду, проинтегрированное значение для сектора умножалось на 18 по количеству отверстий и частоту вращения коленчатого вала 16,2 Гц. Для сравнения с экспериментом учитывалось только количество газа, оставшееся в полости нагнетания, т.е. из первоначально прошедшей массы, вычиталось количество, вернувшееся в цилиндр.

В исследуемом диапазоне расходов доля вернувшегося газа в цилиндр порядка 10-12%. Это значение коррелирует с анализом индикаторных диаграмм. При аппроксимации политроп сжатия и расширения значение относительного мертвого пространства a_M составило порядка 0,08. Геометрически параметр компрессора a_M равен 0,055. Рассчитанная масса газа, вернувшееся в цилиндр, соответствует 50% от массы, оставшейся в мертвом пространстве при отношении давления ступени $\Pi=4,5$. Что в определенном смысле увеличивает значение относительного мертвого

пространства с 0,055 до 0,082 и объясняет значение a_M , позволяющее адекватно провести аппроксимацию политроп.

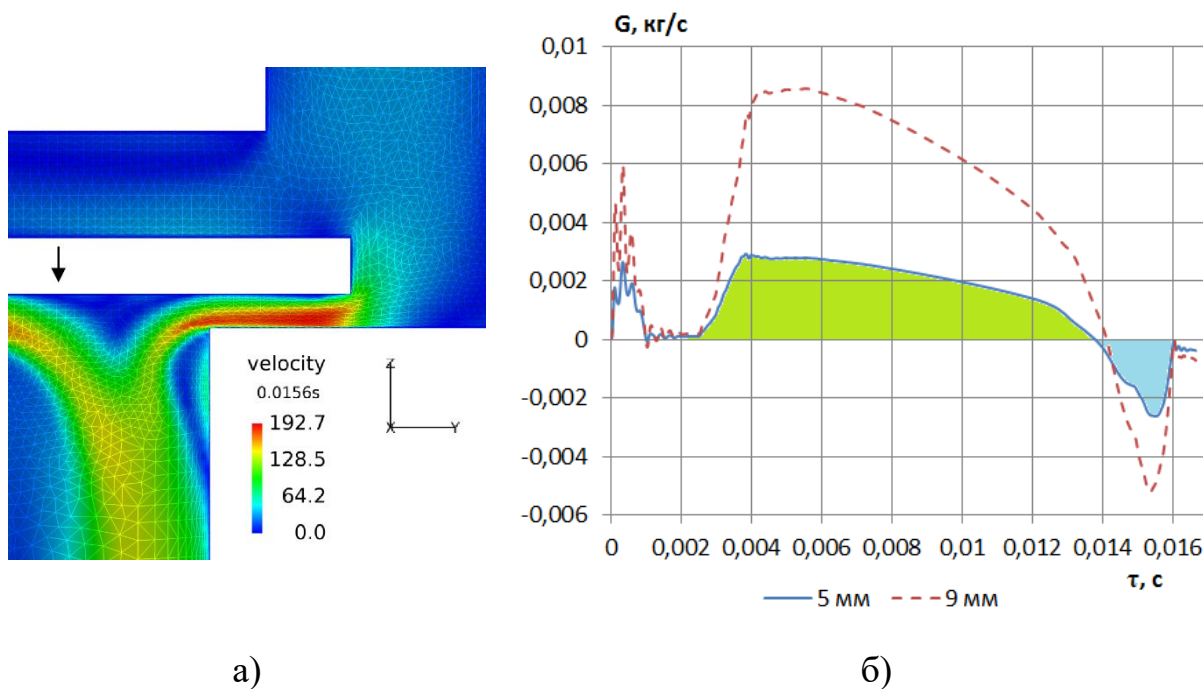


Рисунок 5 – Изменение массового расхода газа через входные отверстия клапана при $\Pi=4,5$: а) поле скоростей при запаздывании закрытия клапана; б) массовый расход через входные отверстия различных диаметров

Одновременно с расчетом расхода газа определялись потери полного давления в зависимости от времени. Эти результаты необходимы для установления потери энергии на гидравлические сопротивления.

На первом этапе проведено сопоставление производительности компрессора с расходом газа, протекающего через клапан.

Производительность компрессора определена на основании паспортных данных и результатов индицирования [2]. Так одноступенчатый компрессор К-75 состоит из двух цилиндров диаметром 120 мм с ходом поршня 80 мм. При частоте вращения коленчатого вала 16,2 Гц и отношении давления $\Pi=4,5$ коэффициент подачи составил $\eta_v=0,65$, а производительность по условиям всасывания $0,01902 \text{ м}^3/\text{с}$. На каждый клапан приходится половина равная $0,00951 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для этого же режима согласно индикаторной диаграмме и точечного измерения хода пластины рассчитанный объемный расход газа по условиям всасывания составил $0,02009 \text{ м}^3/\text{с}$. Значение больше чем измеренное в эксперименте. Стоит отметить, что рассчитанный расход газа соответствует пропускной способности клапана при его максимальном открытии. Это вполне воспроизводимо экспериментально при статической продувке клапана. Однако в компрессоре расход газа ограничен объемом полости цилиндра.

Численное моделирование позволяет развить методику расчета газодинамики клапана и перейти от фактически одномерного подхода описания динамики пластины к пространственному.

С точки зрения конструкции кольцевая пластина при разных расходах может занимать различные положения. Весьма вероятно неравномерное открытие (рис.6).

Об этом косвенно свидетельствуют результаты визуального осмотра и измерения износа пластин [2]. Отмечено, что значительно большему износу по глубине подвержена наружная кромка, при этом износ пластин имеет неравномерность, как в радиальном направлении, так и в осевом. Поэтому оценку среднего износа кромки проводят измерением угла отклонения целой пластины с последующим пропорциональным пересчетом.

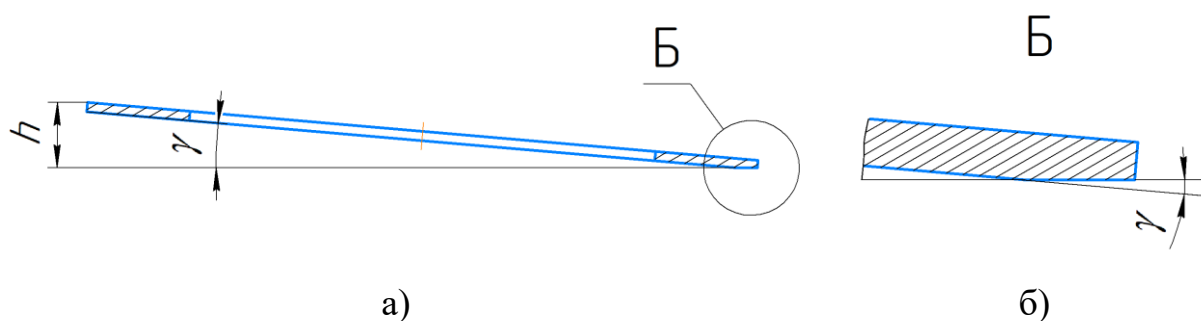


Рисунок 6 – Пластина клапан: а) положение при частичном открытии;
б) износ поверхности

Также на практике для подбора клапана пользуются понятием эквивалентной площади Φ , которую определяют экспериментально статическими продувками [1, с.150]. Чем больше Φ , тем меньше будут потери на клапане. Согласно алгоритма подбора клапанов в исследуемом режиме эквивалентная площадь составила 2,9 см². В каталогах кольцевых клапанов с посадочным диаметром 80 мм значение эквивалентной площади Φ не менее 4,4-5,0 см². Видно, что значение Φ исследуемого клапана ниже паспортного, что также косвенно свидетельствует о частичном открытии клапана. Хотя пластина при неполном открытии может многократно одним краем достигать ограничителя хода (рис.6а), что, по сути, и регистрировалось экспериментально [2, 3].

Таким образом, оценка возможного частичного открытия клапана по характеру износа и эквивалентной площади позволяет обосновать проведение численного моделирования с теми же параметрами газа на границах расчетной области, но с различными промежуточными положениями пластин. При этом время открытия и закрытия клапана остается неизменным.

Положение пластин, обеспечивающее расход газа равный измеренному в эксперименте, покажет потерю полного давления, а значит и потерю мощности в клапане. Этот подход допустим по аналогии с традиционным понятием эквивалентной площади, которая по определению прямо пропорциональна площади какого-либо сечения (щели или седла) через коэффициент расхода [1, с.140]. При этом форма сечения незначительна.

Установлено, что при высоте подъема пластины $h = 0,715$ мм объемный расход по условиям всасывания одного клапана составил 0,00951 м³/с. При этом равенстве теоретического и экспериментального расходов построена зависимость потери полного давления Δp^* от времени. Мгновенное значение мощности (рис.7) рассчитывалось как произведение $\Delta N_{кл}^* = \Delta p^* \cdot V_H$, где V_H – это мгновенный объемный расход при условиях нагнетания. Площадь под кривой $\Delta N_{кл}^*$ соответствует потере энергии в Дж за один такт протекания

газа через клапан (рис.7). Потери при обратном перетекании газа в цилиндр не учитываются. Потери мощности для полной геометрии одного клапана за 1 секунду рассчитывались по аналогии с расходом. Для режима $\Pi=4,5$ потеря мощности одного нагнетательного клапана составила 91 Вт.

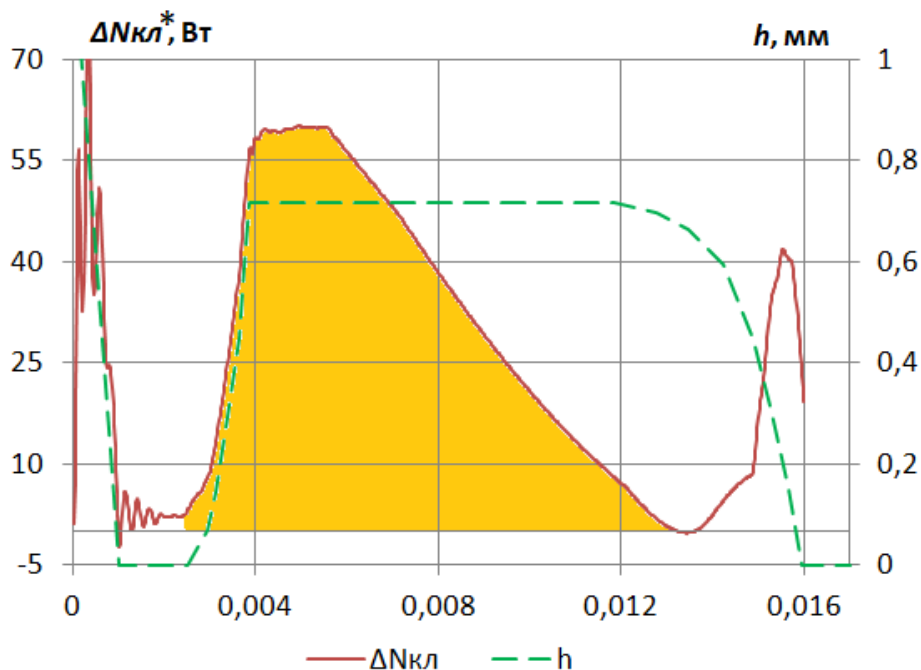


Рисунок 7 – Потеря мощности в клапане в процессе нагнетания при $\Pi=4,5$

Рассчитанное значение было сопоставлено с применяемой в компрессоростроении методикой подбора клапанов [1, с.151], согласно которой необходимо, чтобы гидравлические потери были допустимыми. Для их оценки берут суммарные потери мощности в нагнетательных и всасывающих клапанах $\Delta N_{кл}$ ступени. Для нашей задачи при давлении всасывания 0,1 МПа отношение $\Delta N_{кл} / N_{НОМ}$ может составлять 0,112, где $N_{НОМ}$ – это номинальная индикаторная мощность ступени. Для компрессора К-75 в режиме $\Pi=4,5$ индикаторная мощность составила 4,45 кВт при изотермическом КПД 0,6. Для ступени с двумя цилиндрами, одним всасывающим и одним нагнетательным клапаном на цилиндр согласно рекомендациям допустимая потеря мощности на один клапан составит 125 Вт. Таким образом, рассчитанное значение потери мощности в клапане сопоставимо с известными полуэмпирическими рекомендациями.

Выводы:

1. Построена нестационарная трехмерная модель газодинамики кольцевого нагнетательного клапана с изменяющейся геометрией канала при движении пластин, обеспечивающее эквивалентное гидравлическое сопротивление.
2. Проведена верификация модели по имеющимся в литературе экспериментальным данным.
3. Дана количественная оценка потери производительности при запаздывании закрытия клапана и ее вклад в величину относительного мертвого пространства.
4. Установлены потери мощности в нагнетательном клапане компрессора К-75 при отношении давления $P=4,5$.

Список литературы:

1. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-е изд., доп. – М: КолосС, 2006. – 456 с.
2. Сарманаева А.Ф. Математическое моделирование рабочих процессов поршневых компрессоров с учетом действительной формы рабочих элементов кольцевых клапанов: специальность 05.04.06 "Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы": диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Сарманаева Альбина Фаридовна. – Казань, 2015. – 160с.
3. Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров / А.Ф. Сарманаева, Т. Н. Мустафин, Г. Н. Чекушкин // Компрессорная техника и пневматика. – 2015. – № 4. – С.17-20.
4. Газодинамика малорасходной центробежной ступени / Р.Ф. Шарафеев, И.Р. Сагбиев, Т.В. Максимов // Научно-исследовательские решения современной России в условиях кризиса: Материалы XXVI

Всероссийской научно-практической конференции: в 2-х ч., Ростов-на-Дону, 28 декабря 2020 года. – Ростов-на-Дону: Южный университет (ИУБиП); ООО "Издательство ВВМ", 2020. – С. 366-371.

5. Моделирование газодинамики осерадиального центробежного колеса в Hyperworks CFD / В.А. Ким, М.А. Сагбиев, Р.Ф. Шарафеев, И.Р. Сагбиев // Междисциплинарные исследования современности: Материалы XXXII Всероссийской научно-практической конференции. В 2-х частях, Ростов-на-Дону, 16 июня 2021 года. – Ростов-на-Дону: Южный университет (ИУБиП), ООО "Издательство ВВМ", 2021. – С. 377-381.

6. Altair University [электронный ресурс] – Режим доступа: <https://altairuniversity.com>, свободный.

Simulation of gas dynamics of a piston compressor self-acting discharge valve in HyperWorks CFD

Sharafeev Rustem Faridovich, Egorov Alexander Gennadievich, Sagbiev Ilgizar
Raffakovich

Kazan National Research Technological University
420015, Kazan, 68 Karl Marx street

Annotation

The article presents the results of finite element 3D simulation of a self-acting valve using Altair HyperWorks CFD solver AcuSolve. The discharge process was considered at a pressure ratio about 4.5. The boundary conditions were set based on the testing of an air single-stage piston compressor K-75. The gas flow was transient with ring plates walls motion according to validated modeling of plate dynamics. Based on the analysis of the valve partial opening, assumptions have been made that provide equivalent hydraulic resistance. As a result of numerical modeling fast processes visualizations with local parameters were obtained. Integral flow rate and compressor performance loss during gas back flow were determined. The total power losses in the valve were calculated.

Keywords: self-acting valve, piston compressor, HyperWorks, AcuSolve, CFD, flow rate, power loss