

УДК 536.2

Деформации и напряжения в пластинах ленточного клапана

Канд. техн. наук **Молодова Ю.И.**

Канд. техн. наук **Прилуцкий А.А.** 9232550@mail.ru

Шабанов Г.Ю.

191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
Университет ИТМО

Галяев П.О. pavel.galyaev@mail.ru

197342, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, 8
ПАО «Интелтех»

Статья посвящена деформации и напряжениям в пластинах ленточного клапана. Поставленная задача решается расчетным путем на основе программного комплекса ANSYS, представляемый собой многоцелевой пакет для решения сложных проблем физики и механики. Объект исследования – ленточный клапан, предназначенный для поршневых компрессоров, работающих при давлении нагнетания до 10 МПа и частоте вращения коленчатого вала до 50 с⁻¹. По результатам исследования сформулированы выводы, суть которых заключается следующим: в закрытом состоянии пластина значительно прогибается, что приводит к нарушению плотности клапана, что в свою очередь отрицательно сказывается на эффективности работы компрессора. В дальнейшем планируется провести расчеты для всех типоразмеров пластин ленточных клапанов при разных значениях перепада давлений. Расчеты планируется проводить не только для ленточных, а для всех применяемых ныне клапанов. Также планируется провести расчеты на циклическую нагрузку.

Ключевые слова: ленточный клапан, поршневой компрессор, расчет на прочность, метод конечных элементов.

Deformations and tension in plates of the tape valve

Ph.D. **Molodova U.I.**

Ph.D. **Prilutsky A.A.** 9232550@mail.ru, **Shabanov G.U.**

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9
ITMO University

Galyaev P.O. pavel.galyaev@mail.ru

197342, St. Petersburg, Kantemirovskaya St., 8
PJSC «Inteltech»

This article describes the strains and stresses in the tape valve plates. This problem is solved by means of calculation based on the software package ANSYS. It is a multipurpose package to solve complex problems in physics and mechanics. The object of study - tape valve for reciprocating compressors operating at a discharge pressure up to 10 MPa, and engine speeds of up to 50 s⁻¹. According to research conclusions are formulated: closed significantly flex the plate, which leads to a violation of the density of the valve, which in turn adversely affects the efficiency of the compressor. It is planned to carry out the calculations for all sizes of plates tape valves for different values of the pressure drop. Calculations will be scheduled not only for the tape valve and for all valves used today. It is also planned to carry out the calculations for cyclic load.

Key words: tape valve, reciprocating compressor, strength calculation, finite element method.

Клапаны принадлежат к наиболее ответственным узлам компрессора и должны отвечать следующим основным требованиям [1]:

1. герметичность в закрытом состоянии;
2. своевременность закрытия (вблизи ВМТ и НМТ);

3. минимальное газодинамическое сопротивление;
4. прочность и износоустойчивость;
5. малый объем мертвого пространства.

Герметичность клапанов зависит от их конструктивных особенностей, совершенства технологии на предприятии – изготовителе и материалов пары «седло – пластина». В закрытых клапанах *она* может нарушаться вследствие деформаций седла и пластин, возникающих под действием статических и динамических перепадов давления на пластинах. Известно [2], что не герметичность закрытых всасывающих и нагнетательных клапанов приводит к снижению производительности ступени компрессора и к нарушению теплового режима компрессора, обусловленного нарастанием температур нагнетаемого газа.

В ступенях с не герметичными всасывающими клапанами в процессах сжатия, нагнетания и расширения ($p_{ц.ф} > p_{вс}$) горячий газ будет перетекать из цилиндра в полость всасывания, увеличивая температуру газа всасываемого в цилиндр в последующем рабочем цикле, что в свою очередь, способствует росту температуры газа в цилиндре в начале и конце процесса сжатия, а соответственно, и температуры нагнетаемого газа. Такое явление должно продолжаться до момента выхода компрессора на новый установившийся тепловой режим и ухудшению энергетических характеристик.

Аналогичное явление повышения температуры газа в цилиндре в начале (и конце) процесса сжатия будет иметь место и при не герметичных нагнетательных клапанах. В этом случае через зазоры в закрытых клапанах горячий газ проникает в цилиндр, способствуя росту температуры газа в конце всасывания - начале сжатия.

Не герметичность клапанов обычно определяют путем измерения времени, необходимого для фиксированного изменения давления газа в емкости известного объема, когда это изменение давления обусловлено утечками газа через закрытый клапан. Не плотности клапана принято характеризовать условным зазором $\delta_{усл}$ в микрометрах; под $\delta_{усл}$ понимается такой зазор по всему периметру пластин клапанов, расход газа через который равен расходу газа через не плотности закрытого клапана. Для разных типов технически исправных клапанов значения $\delta_{усл} = 0,25...1,0$ мкм.

Требование износоустойчивости и прочности особенно важно, так как клапаны чаще, чем другие элементы компрессора, выходят из строя. Такое положение объясняется большими нагрузками, возникающими прежде всего

в запорном органе – пластине. На пластину действует перепад давления, который изгибает ее в то время, когда клапан закрыт. Фаза открытия клапана заканчивается ударом пластины об ограничитель подъема, а фаза закрытия – ударом пластины о седло. Энергия удара, а значит, и напряжения в пластине зависят от массы пластины и скорости ее движения в момент удара. Напряжения в пластине в моменты ударов будут тем меньше, чем меньше масса пластины и скорости посадки пластины на седло или ограничитель. Пластина ударяется об ограничитель подъема большей поверхностью, чем о седло, так как контакт пластины с седлом осуществляется только по уплотняющим кромкам небольшой ширины. Поэтому допустимые скорости посадки на седло много меньше, чем на ограничитель. Допустимые значения скорости пластины в момент удара об ограничитель для разных типов клапанов различны и находятся в пределах 8... 10 м/с. На практике принято оценивать допустимое значение средней скорости пластины на фазе открытия, т. е. на пути от седла до ограничителя, значением 3 м/с, а среднюю скорость на фазе закрытия – 1 м/с.

Долговечность клапанов зависит от качества материалов, из которых изготовлены пластины, пружины и седла, от качества изготовления, от рода сжимаемого компрессором газа [3,4]. Большое влияние на долговечность работы клапанов оказывает чистота сжимаемого газа. Наличие капельной влаги и масла в газе уменьшает срок работы клапанов. Увеличение высоты подъема пластины обычно сопровождается уменьшением срока работы клапана.

Одной из основных тенденций развития современных поршневых компрессоров является увеличение частоты вращения коленчатого вала, средней скорости поршней и отношения давлений в каждой ступени. Это приводит к уменьшению геометрических размеров рабочих камер, а следовательно, к снижению площади поверхностей, на которых располагаются самодействующие клапаны. Ленточные клапаны с упругим ограничителем хорошо зарекомендовали себя на форсированных по частоте вращения и давлению нагнетания поршневых компрессорах.

Ленточные самодействующие клапаны с упругим ограничителем предназначены для поршневых компрессоров, работающих при давлении нагнетания до 10 МПа и частоте вращения коленчатого вала до 50 с^{-1} [5,6,7]. Они отличаются малой массой замыкающего органа и наличием упругого рессорного ограничителя, демпфирующего ударные нагрузки. Клапаны данного типа имеют следующие преимущества:

- высокие показатели надежности;
- незначительные потери давления (энергии);
- компактность конструкции;
- удобство в эксплуатации;
- высокая ремонтпригодность.

Расчет замыкающих органов клапанов на прочность [8].

Ресурс самодействующего клапана в основном определяется временем работы клапанной пластины до разрушения. При работе компрессора в деталях клапанов возникают статические и динамические напряжения. Статические напряжения вызваны перепадами давления на седле и ограничителе. Динамические напряжения вызваны ударами пластин о седло и ограничитель, причем динамические напряжения делятся на контактные, возникающие непосредственно в зоне удара, и вибрационные, которые появляются при вибрации элементов клапанов после удара.

Из практики эксплуатации поршневых компрессоров известно, что из всех деталей самодействующих клапанов наиболее напряженными являются замыкающие органы.

Ранее расчет на прочность клапанных плит, седел и ограничителей подъема проводился для компрессоров высокого давления, поэтому данных по остальным компрессорам незначительны. Также в современной литературе не существует достаточных данных о расчете замыкающих органов клапанов на прочность в закрытом состоянии.

Метод конечных элементов и ANSYS [9, 10].

Наиболее эффективным широко используемым современным средством достижения поставленной цели является использование **метода конечных элементов**. Первоначально метод рассматривался как специальная инженерная процедура для построения матричных решений задач при расчете напряжений и перемещений. Однако позже стало очевидно, что этой процедуре можно дать вариационную интерпретацию, если ввести в рассмотрение потенциальную энергию системы.

Сущность метода конечных элементов состоит в аппроксимации исследуемого тела некоторой моделью, которая представляет собой совокупность элементов с конечным числом степеней свободы. Эти элементы взаимосвязаны только в узловых точках, куда прикладываются фиктивные силы, эквивалентные поверхностным напряжениям, распределенным по границам элементов. Параметры приведенной идеализированной системы определяются исходя из соответствующих вариационных решений.

Хотя основные принципы метода конечных элементов сформулированы давно, данный метод получил широкое применение только во второй половине двадцатого столетия. В основном это связано с тем, что его использование требует больших объемов рутинных вычислений. Ситуация в корне изменилась с развитием вычислительной техники, когда выяснилось, что ЭВМ вполне подходят для решения подобных задач. Первые программные продукты, использующие для расчетов метод конечных элементов, появились еще в конце шестидесятых годов.

Метод конечных элементов позволяет значительно уменьшить затраты при разработке новых изделий, так как позволяет существенно сократить объемы или даже полностью отказаться от дорогостоящих стендовых испытаний. Кроме того с помощью метода конечных элементов можно в сравнительно короткие сроки оценить характеристики разных вариантов конструкций и выбрать наилучшую [11,12].

В последнее время метод конечных элементов применяется в самых разных отраслях промышленности и науки. С его помощью выполняются расчеты в архитектуре, причем не только расчеты на прочность, но также расчеты акустики и тепловые расчеты. Широкое применение

программные продукты, использующие данный метод, получили в машиностроении для расчетов на прочность самых разных узлов и конструкций современных машин. Решаемые задачи не ограничиваются прочностными, также важными являются задачи расчета температурного режима узлов и механизмов.

Отдельным, и тоже важным классом задач, решаемых методом конечных элементов, являются гидродинамические задачи, причем современные программные комплексы умеют решать практически любые задачи данного класса.

Некоторые пакеты, основанные на методе конечных элементов, "научились" решать даже такие трудно моделируемые задачи, как задачи разрушения, задачи с большими пластическими деформациями (например, расчеты процессов прессования) и т.д.

В настоящее время существует достаточно много программных продуктов для решения отдельных классов задач, основанных на методе конечных элементов. Можно подобрать программный продукт практически для любой задачи. Следует отметить, что многие коммерческие программы чрезвычайно дороги (речь идет о десятках тысяч долларов), но в отличие от дешевых и бесплатных программных пакетов, они способны представить более высокое качество и скорость решения задач.

Один из **наиболее мощных коммерческих программных продуктов** - это **ANSYS**.

Программный комплекс ANSYS Inc [13]. (США)

Программный комплекс ANSYS представляет собой многоцелевой пакет для решения сложных проблем физики и механики. Многоцелевая направленность программы (т. е. возможность оценки воздействий различной физической природы на исследуемое состояние конструкции, например, на ее прочность) позволяет использовать одну и ту же модель для решения таких связанных задач, как прочность при тепловом нагружении, влияние магнитных полей на прочность конструкции, тепло-массообмен в электромагнитном поле и др.

Первая реализация программы значительно отличалась от последних ее версий и касалась только решения задач теплопередачи и прочности в линейной постановке. Как и большинство других программ того времени, она работала в пакетном режиме и лишь на «больших» машинах. В начале 70-х гг. прошлого века в программу было внесено много изменений в связи с внедрением новых вычислительных технологий. Были добавлены нелинейности различной природы, появилась возможность использовать метод подконструкций, была расширена библиотека конечных элементов.

В конце 70-х гг. существенным дополнением к программе ANSYS явился интерактивный режим работы. Это значительно упростило процедуры создания конечно-элементной модели и оценку результатов (пре- и постпроцессорная обработка). Стало возможным использовать интерактивную графику для проверки геометрии модели, заданных свойств материала и граничных условий перед началом счета. Графическая информация могла быть сразу же выведена на экран для интерактивного контроля результатов решения.

Программа располагает широким перечнем расчетных средств, которые могут учесть разнообразие конструктивных нелинейностей; дают возможность решить самый общий случай контактной задачи для поверхностей; допускают наличие больших (конечных) деформаций и углов поворота; позволяют выполнить интерактивную оптимизацию и анализ влияния электромагнитных полей, получить решение задач гидро-аэродинамики и многое другое – вместе с параметрическим моделированием, адаптивным перестроением сетки и обширными возможностями создания макрокоманд с помощью языка параметрического программирования (APDL). Система меню обеспечивает ввод данных и выбор действий программы с помощью диалоговых панелей, выпадающих меню и окон.

Средства твердотельного моделирования включают в себя представление геометрии конструкции, основанное на использовании сплайновой технологии, геометрических примитивов и операций булевой алгебры.

Многоцелевые функции комплекса ANSYS обеспечиваются наличием в нем многочисленного семейства отдельных специализированных программ, имеющих много общих функций, однако математическое обеспечение которых рассчитано на решение отдельных классов задач.

Расчет на прочность пластин ленточного клапана в закрытом состоянии.

Модель для расчета представлена на рис.1

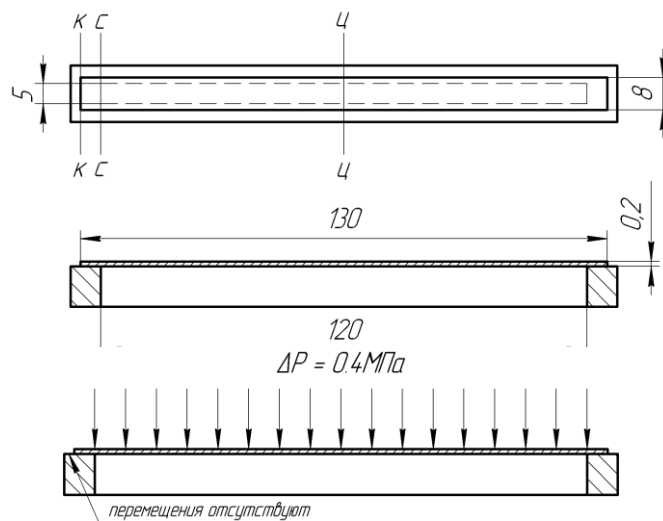


Рис. 1. Модель «пластины-седла» ленточного клапана и схема нагружения

Как видно из рис.1 длина пластины $l_{пл} = 130$ мм, ширина пластины $b_{пл} = 8$ мм, толщина пластины $\delta_{пл} = 0.2$ мм. Длина седла $l_c = 115$ мм, ширина седла $b_c = 5$ мм.

Сечение К-К: по концу пластины; С-С: по границе проточки в седле; Ц-Ц: срединное (центральное) сечение пластины.

Материал пластины:

Сталь У8А ГОСТ 1435-99. Модуль упругости $E = 200000$ МПа, модуль сдвига $G = 77000$ МПа. Предел прочности при растяжении $\sigma_B = 1420$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 1230$ МПа.

В данной задаче исследовались деформации и напряжения пластины ленточного клапана в закрытом состоянии под воздействием перепада давлений в 0,4 МПа. Схема задания граничных условий (перепад давлений и перемещения) представлена на рис. 2. Принято допущение, что деформация седла отсутствует.

Результаты расчета представлены ниже.

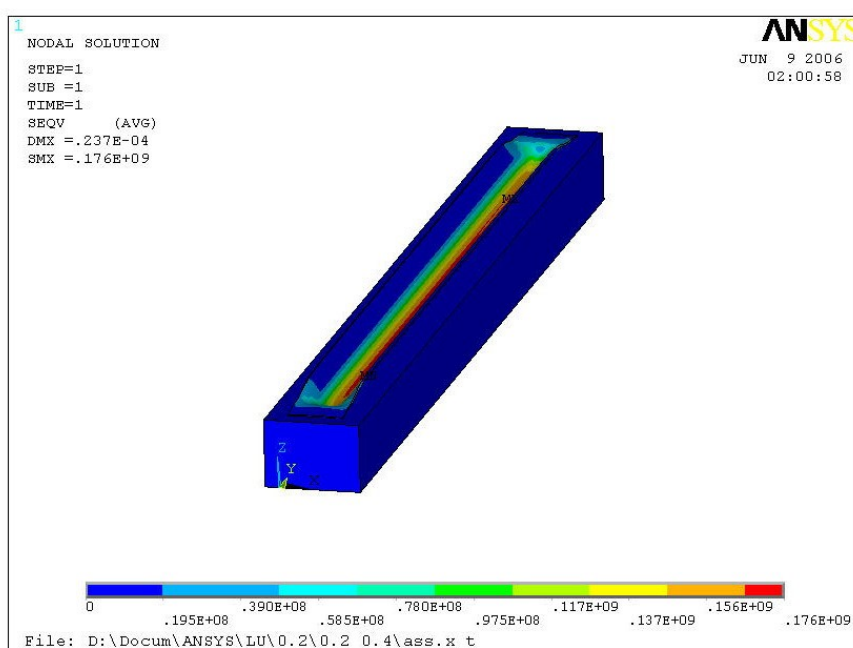


Рис. 2. Характер деформации и распределения напряжений в модели

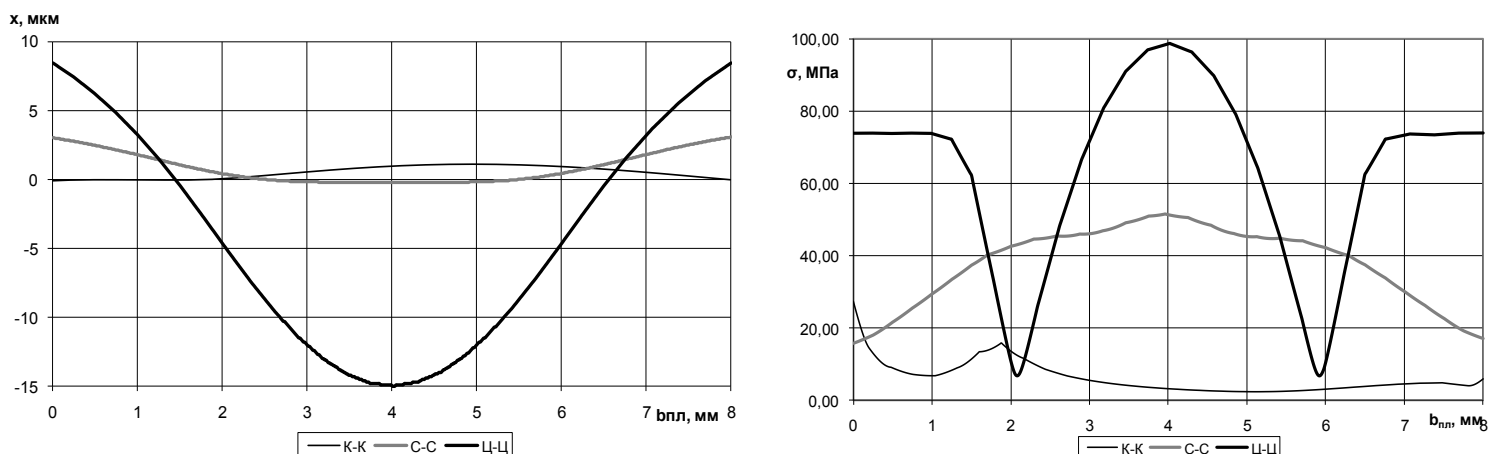


Рис. 3. Деформации и распределение напряжений в сечениях К-К, С-С, Ц-Ц пластины закрытого клапана

Вывод

Как показал расчет, в закрытом состоянии пластина значительно прогибается, что приводит к нарушению плотности клапана, что в свою очередь отрицательно сказывается на эффективности работы компрессора.

Рассмотренная пластина – просто пример расчета. В ходе дальнейших работ планируется выполнить расчеты не только для ленточных, а для всех применяемых ныне клапанов в широком диапазоне геометрических размеров запорных органов клапанов и действующих перепадов давлений при статической и циклической нагрузке.

Список литературы

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744с.
2. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 2006. – 456с.: ил.
3. Беленький А.А. Действительные циклы и динамика поршневого компрессора. М.: МИХМ, 1977. 66 с.
4. Акулов Л.А. и др. Теплофизические свойства криопродуктов: Учебное пособие. – СПб.: Политехника, 2001, 243 с.
5. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983. – 158с.: ил.
6. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты. Под ред. А. М. Архарова и И. К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ, 2011. – 582 с.
7. Архаров А.М. Криогенные системы. Том 2. М.: Машиностроение, 1999 – 720 с.
8. Поршневые компрессоры: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Холодильные компрессорные машины и установки» / Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин; Под общ. ред. Б.С. Фотина. – Л.: Машиностроение, 1987г. – 372с.:ил.
9. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. - М.: Едиториал УРСС, 2003. - 272 с.
10. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справочное пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.
11. Борзенко Е.И., Зайцев А.В. Установки и системы низкотемпературной техники. Автоматизированный расчет и моделирование процессов криогенных систем и установок: Учебное пособие. – СПб.: ИПЦ СПбГУНиПТ, 2006, 231 с.
12. Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б. Криогенные машины. Учебное пособие для ВУЗов. – СПб.: Политехника, 1991.
13. ANSYS Workbench Tutorial Kent L. Lawrence SDC Publications, 2012 : 291 с.

Статья поступила в редакцию 22.11.2015 г.