

УДК 621.512

Анализ теплового состояния ступени поршневого компрессора*Канд. техн. наук Колеснев Д.П., Бельшева К. А., Маркова П.Ф., Сназин А.А.**ГК НИИХИММАШ**Канд. техн. наук, доц. Молодова Ю.И., д-р техн. наук, проф. Прилуцкий И.К.**Университет ИТМО**191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

Моделирование температурных полей, количества теплоты передаваемой от газа к окружающим стенкам поршневых компрессоров и распределения коэффициентов теплоотдачи по внутренней поверхности теплообмена до сих пор остается одним из основных научных направлений при изучении протекающих в них рабочих процессов. В данной работе авторы пытаются ответить на практически важный вопрос – целесообразно ли водяное охлаждение ступеней дожимающих компрессоров с малыми размерами цилиндров и высокой начальной плотностью газа. Расчетная модель предусматривала моделирование процессов в цилиндре и прилегающих полостях, а также в полостях со стороны картера, отделенных сальниковым уплотнительным узлом. Полученные результаты позволили визуальнo оценивать распределение тепловых полей по корпусу компрессорной машины, судить о влиянии остаточных вихревых потоков на формирование уровня скоростей и интенсивности теплообмена газа со стенками рабочих полостей, значений коэффициентов теплоотдачи в локальных точках, о неоднородности температурного поля в рабочих камерах не только во времени, но и по объему газовых полостей.

Ключевые слова: ступень поршневого компрессора, температурное поле, коэффициент теплоотдачи, цилиндр компрессора, полости компрессора.

Analysis of a thermal condition of the piston compressor stage*Ph.D. Kolesnev D.P., Belysheva K.A., Markova P.F., Snazin A.A.**Group of Companies «LENNIHHIMMASH»**Ph.D. Molodova Ju.I., D.Sc. Prilutski I.K.**University ITMO**191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9*

Modeling of temperature fields, amounts of heat transferred from gas to surrounding walls of piston compressors and distributions of heat transfer coefficients of the heat exchange internal surface still remains to one of the main scientific directions when studying of the proceeding there working processes. In this work authors try to answer important practical question – whether water cooling of steps of the pressurizing compressors with the small size cylinders and the high initial density of gas is expedient. The settlement model provided modeling of processes in the cylinder and adjacent cavities, and also in the omental sealing knot of the cavities. The received results allowed to visually estimate distribution of thermal fields on the case of the compressor engine, to judge influence of residual vortex streams on formation of speed levels and heat exchange intensity of gas with walls working cavities, values of heat transfer

coefficients in local points, heterogeneity of a temperature field in working cameras not only in time, but also on the volume of gas cavities.

Keywords: piston compressor stage, temperature field, heat transfer coefficient, cylinder, compressor cavities.

Моделирование тепловых процессов в большинстве работ, как правило, сводится либо к определению температурных полей и количества теплоты передаваемой от газа к окружающим стенкам, либо к получению эмпирических зависимостей для расчета локальных или осредненных по текущей поверхности теплообмена коэффициентов теплоотдачи в рассматриваемой рабочей камере.

В работах [1-5] на примере поршневых компрессоров и детандеров показано влияние различных факторов на уровень коэффициента теплоотдачи, как по поверхности цилиндра, так и по поверхностям впускной и выпускной полостей.

Рассмотрим решение газодинамической и тепловой задач применительно к ступени поршневого компрессора, целью которых является изучение:

- скоростей газа, омывающего внутреннюю поверхность цилиндра;
- неравномерности распределения температур по текущему объему газовой полости и внутренней поверхности металлического цилиндра;
- температуры и коэффициента теплоотдачи в функции от времени в локальных точках объекта исследования.

В работах [2, 3] показано, что температура стенок рабочей камеры остается практически постоянной в течении цикла, поскольку амплитуда колебаний температуры на поверхностях теплообмена не превышает 2 - 3 К. Учитывая высокую частоту вращения вала современных компрессоров, можно утверждать, что тепловое состояние металлических элементов ступени компрессора в локальных точках поверхности теплообмена на установившемся режиме сохраняется неизменным.

Однако получить близкое к действительности распределение температур по корпусу машин объёмного действия чрезвычайно сложно, особенно при различных способах и интенсивности охлаждения. В реальных условиях температуры нагнетаемого газа лежат в диапазоне 150÷180 °С, а поступающая на охлаждение вода имеет температуру 16-30 °С, что способствует образованию локальных зон с непрогнозируемой температурой поверхности.

Одной из основных задач настоящей работы является получение ответа на практически важный вопрос – целесообразно ли водяное охлаждение ступеней дожимающих компрессоров, для которых характерны малые размеры цилиндров при высокой начальной плотности и массе газа.

Расчет теплового состояния ступени проведен с учетом газодинамических явлений и реальных температур металлического корпуса компрессора. Основные параметры объекта исследования представлены в табл. 1

В расчетной модели ступени ПК (см. рис. 1) отдельно выполнялись газовые полости патрубков на всасывании и нагнетании и рабочие полости цилиндра со стороны крышки и со стороны вала. Отдельно смоделирована полость, заполняемая водой и полость, относящаяся к картеру, отделенная от газовых полостей сальниковым уплотнением. Различные полости соединены или соединяются в процессе расчета между собой через interface в программе. На границе соединения данные интерполируются. Вокруг газовых полостей, как видно из рисунка, смоделирован корпус отдельного ряда компрессора. Газовые полости и полости корпуса соприкасаются также через Interface.

Таблица 1

Основные конструктивные параметры первой ступени компрессора

Наименование параметра	Числовое значение
Диаметр цилиндра, мм	100
Количество цилиндров, шт.	2
Диаметр штока, мм	40
Относительная величина мертвого пространства одного цилиндра (%):	
- со стороны крышки	7
- со стороны вала	22
Количество клапанов всасывающих / нагнетательных на одном цилиндре, шт.:	
- со стороны крышки	1
- со стороны вала	1
Ход поршня, мм	110
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0.25
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1500
Компрессорные цилиндры	двойного действия
Давление всасывания, МПа	2.3
Давления нагнетания, МПа	5.3
Температура всасывания, К	273
Температура нагнетания, К	375

Резюмируя изложенное, отметим, что на рис. 1 представлена полная модель отдельного ряда компрессора, с газовыми полостями и без них. Зеленым цветом окрашены объемы занимаемые рабочим газом компрессора (в данном случае воздухом), красным - отмечена полость картера за сальниковым уплотнением, а синим цветом - выделена полость, заполняемая охлаждающей водой.

В табл. 2 приведены углы открытия и закрытия всасывающих и нагнетательных клапанов, определенные при предварительном расчете ступени компрессора с использованием программы KOMDET.

Таблица 2.

Углы открытия клапанов компрессора

Расположение и тип клапана	Угол открытия, град.
Всасывающий клапан со стороны вала	251
Всасывающий клапан со стороны крышки	33
нагнетательный клапан со стороны вала	273
нагнетательный клапан со стороны крышки	84

При решении поставленных задач приняты следующие допущения:

1. Открытие и закрытие клапана происходит мгновенно;
2. Решение задачи начинается в момент времени $t = 0$ при начальных

- параметрах, заданных пользователем программы;
3. Представленные результаты относятся к пятому рабочему циклу;
 4. Степень герметична;
 5. Газ сухой;
 6. Угловая частота вращения вала постоянна, т.е. $\omega = 2\pi n = \text{const}$.

В качестве граничных условий задаются параметры газа на входе ступени (давление и температура) и перемещение поршня, описываемое при кривошипно-шатунном механизме движения уравнением (1)

$$S = r \cdot [(1 - \cos\alpha) + \lambda(1 - \cos 2\alpha)/4], \quad (1)$$

где r - радиус кривошипа,

λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна,

$\alpha = \omega \cdot t$ - угол поворота вала, град,

n - частота вращения вала, с^{-1} ,

t - время, с.

В контрольном сечении входных патрубков задается давление и температура всасываемого газа; в том же сечении нагнетательного патрубка - давление и температуры нагнетаемого газа. При этом учитывается возможность натекания газа через контрольное сечение и его истечение (условие Opening в CFX). Аналогичные условия задаются на границе полости за сальниковым узлом: температура газа - средняя в картере 50°C , давление - 0.1 МПа. При решении задачи моделировалось n -е число рабочих циклов, предельное число которых определялось моментом установления температуры корпуса $T_{\text{корп}} = f(t) = \text{const}$.

Визуализация распределения тепловых полей по корпусу компрессорной машины. Основные результаты и выводы

Последовательность рабочих процессов

Модель ступени компрессора с указанием контрольных точек представлена на рис. 2. Результатами расчетного анализа являются температуры в заданных точках модели. К наиболее важным относятся температуры в точках соприкосновения рабочей полости цилиндра со стенками. Рассмотрим подробнее процессы, происходящие в полостях со стороны крышки (полость А) и со стороны вала (полость Б) компрессора.

Со стороны крышки и со стороны вала, в момент времени $t = 0$ все клапаны закрыты (момент начала расчета), идет процесс расширения газа из мертвого пространства. В момент времени $t = 0.00363$ [с] в полости со стороны крышки открывается всасывающий клапан и начинается процесс всасывания. В обратной полости при $t = 0$ начинается процесс сжатия. При $t = 0.00927$ [с] открывается нагнетательный клапан и начинается процесс нагнетания. В обеих полостях описанные процессы продолжаются до момента времени $t = 0.02$ с, соответствующего положению поршня в НМТ ($\varphi = 180^\circ$). В этот момент в полости со стороны крышки закрывается всасывающий клапан и начинается процесс сжатия газа. В полости со стороны вала закрывается нагнетательный клапан и начинается процесс расширения газа из мертвого пространства, который продолжается до момента времени 0.02787 с; затем открывается всасывающий клапан и начинается процесс всасывания. В полости со стороны крышки процесс сжатия продолжается до момента времени $t = 0.03033$ с, затем открывается нагнетательный клапан и начинается процесс нагнетания газ. Процессы в обеих полостях продолжаются до конца

цикла, т.е. до момента времени $t = 0$ с. Затем закрывается нагнетательный клапан в полости со стороны крышки, далее закрывается всасывающий клапан в полости со стороны вала, после чего цикл повторяется.

Текущие температуры газа и стенок

Рассмотрим распределение температур в цикле по полостям. Контрольные точки фиксации температур (см. рис. 2) расположены в основном на границах соприкосновения газовой среды с металлом.

В точках 1-6 (рис. 3), расположенных в полости со стороны крышки, характер изменения текущих температур практически идентичен. В контрольных точках 1-3 температура газа в начале цикла равна 376 К, т.е. близка к температуре нагнетаемого газа.

В процессе расширения его температура снижается вплоть до момента открытия всасывающего клапана (в среднем до 296 К). Исключением являются точки 1-3, где температура кратковременно становится отрицательной, достигая за небольшой промежуток времени 260 К, а затем снова возрастает до 296 К. Объясняется это тем, что в зоне точек 1-3 образуется зона разряжения и поступающий из патрубка всасывания газ не успевает заполнить всю полость сразу. В момент времени $t = 0.02$ с поршень находится в (НМТ); начинается процесс сжатия и температура газа повышается вплоть до момента открытия нагнетательного клапана. В процессе нагнетания наблюдается постепенное снижение температуры газа, что объясняется некоторым снижением давления пропорционально текущей скорости поршня и отводом теплоты к крышке цилиндра охлаждаемой водой.

В полости со стороны вала изменение температур целесообразно проследить по точкам 20 - 22 (рис. 3). Изменение температур в целом аналогично, однако есть и определенные различия, характеризующиеся повышением температуры газа в начале процесса нагнетания, что обусловлено следующими причинами:

1. Из-за низкого отношения давлений в ступени ($\Pi = 5.3/2.3 = 2.3$) процесс нагнетания начинается при $\varphi < 270$ градусов и сопровождается увеличением текущей скорости поршня, что приводит к увеличению перепада давления в начале процесса нагнетания.

2. Из-за высокого относительного мертвого пространства в обратной полости цилиндра ($a_B = 22\%$ при $a_A = 7\%$) и отсутствия охлаждения температура газа в ней примерно на 20°C выше, чем в передней полости, охлаждаемой водой.

Отсюда следует вывод, что охлаждение торцевых крышек прямой и обратной полостей ступени дожимающих компрессоров с поршнями двойного действия, выбранной в качестве объекта исследования, способствует снижению её теплонапряженности и должно реализовываться в проектируемых машинах.

По оси цилиндра температура газа от точки к точке мало изменяется; градиент температур наблюдается в радиальном направлении, что обусловлено особенностями компоновки клапанов в рассматриваемой ступени компрессора.

На рис. 4 приводится сравнение средних величин текущей температуры газа по рабочим полостям цилиндра компрессора и осредненных по объему цилиндра текущих значений плотностей газа. Из графиков следует, что в полости с водяным охлаждением крышки цилиндра температура газа во всех контрольных точках рабочего цикла существенно ниже, что в свою очередь влияет на плотность газа.

Заметно, что температура металла в различных точках неизменна в течение цикла, достигает средней за цикл величины и характеризуется амплитудой колебаний $A \rightarrow 0$. Температура цилиндра остается примерно постоянной и лежит на уровне 320 К.

Локальные скорости газа и коэффициенты теплоотдачи

Рассмотрим изменение локальных скоростей газа W и коэффициентов теплоотдачи α в полости со стороны крышки отдельного ряда компрессора. Схема расположения контрольных точек приведена на рис. 2. Изменение W и α в локальных точках ступени в функции от времени t или угла поворота коленчатого вала $\varphi = \omega \cdot t$ показано на рис. 5,

где $\omega = 2\pi \cdot n$ – угловая скорость вращения вала, [рад/с];

$t = t_{1ц} = 0.04$ с – время цикла при частоте вращения вала $n = 25$ с⁻¹.

В процессе расширения изменение коэффициента теплоотдачи зависит от двух противоположно влияющих факторов [3, 6]:

- *с одной стороны* по мере снижения давления (плотности) газа в рабочей полости со стороны крышки компрессора величина коэффициента теплоотдачи α должна снижаться вплоть до момента открытия всасывающего клапана;

- *с другой стороны* процесс расширения сопровождается нарастанием текущей скорости поршня, что способствует увеличению коэффициента теплоотдачи.

Вследствие этого на первой стадии наблюдается примерно постоянный уровень коэффициента теплоотдачи. Резкий всплеск α наблюдается в момент открытия всасывающего клапана, но не во всех точках рассматриваемого объема. Наблюдается хаотичное изменение коэффициента теплоотдачи α с тенденцией его постепенного снижения в большинстве контрольных точек. Это объясняется закономерным снижением текущей скорости поршня при кривошипно-шатунном механизме и соответствующим уменьшением скорости натекания газа в рабочую полость.

В конце процесса всасывания α снижается, достигая минимума при положении поршня в НМТ. Характер изменения α во времени при полностью открытых клапанах идентичен скорости газа W в пределах рассматриваемой рабочей камеры, которая пропорциональна текущей скорости поршня.

Согласно гипотезе, высказанной в работе [7], в замкнутой рабочей камере после закрытия всасывающих клапанов, сохраняются остаточные вихревые потоки газа, определяющие уровень скоростей в последующем рабочем процессе. Справедливость данной гипотезы позднее была подтверждена в работе [2] и учитывалась в ходе выполнения настоящей работы при моделировании тепловых процессов в ступени компрессора. Анализ результатов, приведенных на рис. 5, позволяет констатировать:

- По окончании процесса всасывания в цилиндрах компрессорных ступеней формируются остаточные вихревые потоки, параметры которых зависят от геометрических и режимных параметров ступени и определяют уровень скоростей и интенсивность теплообмена газа в процессе сжатия.

- Из рассмотрения полученного графического материала следует, что значения коэффициентов теплоотдачи в начале и в конце отдельного цикла в ряде контрольных точек существенно различаются, как большую, так и в меньшую сторону от начального. Это дает основание дополнительно убедиться, что *остаточные вихревые потоки являются источниками не стационарности газодинамических и тепловых процессов в ступени компрессора.*

- Температурное поле в рабочих камерах не однородно не только во времени, но и по объему газовой полости. Разница температур газа в различных контрольных точках цилиндра достигает более 20 °С, что также является следствием вихревых течений газа в ступени компрессора.

На обратном ходе поршня интенсивность вихрей в процессе сжатия постепенно уменьшается, вследствие чего коэффициент теплоотдачи должен понижаться. С другой стороны в процессе сжатия возрастает текущая скорость поршня и плотность газа, что способствует увеличению коэффициента теплоотдачи. Полученные данные говорят о преобладающем влиянии второго фактора. В конце процесса сжатия приращение коэффициента теплоотдачи α замедляется, но в момент открытия

нагнетательного клапана скорости газа в рабочей камере и в каналах клапанов резко возрастают, что и является причиной кратковременного увеличения коэффициента теплоотдачи.

В дальнейшем, при полностью открытом нагнетательном клапане, коэффициент теплоотдачи снижается пропорционально изменению текущей скорости поршня. Максимальная скорость поршня, которая согласно уравнению (1) достигается при углах поворота коленчатого вала 75° и 285° (или при $t = 0.00833$ и 0.0317 с), равна 9 м/с. Максимальные значения α соответствуют примерно тому же моменту времени. В различных точках модели из-за инерционности потока газа и особенностей геометрии внутреннего объема ступени скорости газа достаточно сильно изменяются.

В полости со стороны вала все процессы сдвигаются на 180° по углу поворота вала и начинаются с процесса сжатия. Изменение α своеобразно в каждой точке и в среднем возрастают до момента открытия нагнетательного клапана. Наибольший уровень коэффициента теплоотдачи α характерен для зоны цилиндра, где располагается нагнетательный патрубок (точки 17 и 20); в момент времени $t = 0.0083$ с скорость поршня начинает снижаться.

Следует акцентировать внимание, что на характер изменения α сильное влияние оказывает скорость натекающих потоков в процессах всасывания-нагнетания, а впоследствии - их остаточные вихревые явления. Основное влияние на интенсивность вихревых потоков оказывает расположение клапанов, а значит именно расположение клапанов предопределяет градиент температур газа по объему ступени и разницу температур по металлу в ступени.

Точки замеров скоростей в модели находятся в пристеночном ламинарном слое, где скорость течения сильно изменяется и на поверхности стенки камеры равна нулю, увеличивается скорость течения газа резко по мере приближения к турбулентному слою. Поэтому график скоростей отражает качественный характер изменения скорости и меньшей степени - количественный. Стоит сдвинуть точку замера ближе или дальше от стенки рабочей камеры как значения скоростей существенно изменяются, в то время как характер изменения скорости газа во времени останется тем же самым. По этой же причине можно заметить резкое изменение значений скорости в 4 и 5 точках при не столь сильном изменении значений α .

При скоротечности протекающих процессов и существенном различии в теплоемкостях металла и газа даже существенные отклонения в величинах коэффициента теплоотдачи в соседних локальных точках исследуемой поверхности теплообмена при установившемся режиме работы ступени не вызывает заметных скачков температуры в элементах ступени компрессора

В заключении хотелось бы отметить следующее:

1. Разработанная трехмерная математическая модель ступени компрессора с поршнем двойного действия, комплексно учитывающая взаимосвязь реальных рабочих процессов с конструкцией ступени и свойствами рабочей среды и применяемых материалов (теплопроводность и др.) позволила спланировать и выполнить численный анализ особенностей процессов теплообмена в ступени дожимающего компрессора при водяном и воздушном исполнении.

2. В ходе численного эксперимента получена новая информация о скоростях движения газа в замкнутых полостях с переменными во времени объемом и коэффициентами теплоотдачи в локальных точках передней А и задней Б полостей ступени дожимающего компрессора с поршнем двойного действия.

3. Выявлены и обоснованы причины качественной не идентичности рабочих процессов в передней и задней полостях дожимающей ступени компрессора. Подтверждено положение о том, что остаточные вихревые потоки являются источниками не стационарности газодинамических и тепловых процессов в ступенях компрессоров различного конструктивного исполнения.

4. Определены градиенты температур газа внутри рабочего объема и на теплообменной поверхности цилиндра дожимающей ступени компрессора. Показано, что вследствие вихревых течений газа и особенностей конструкции ступеней компрессора разница температур газа в различных точках рабочего цилиндра может достигать 20 °С и более.

Перечень рисунков

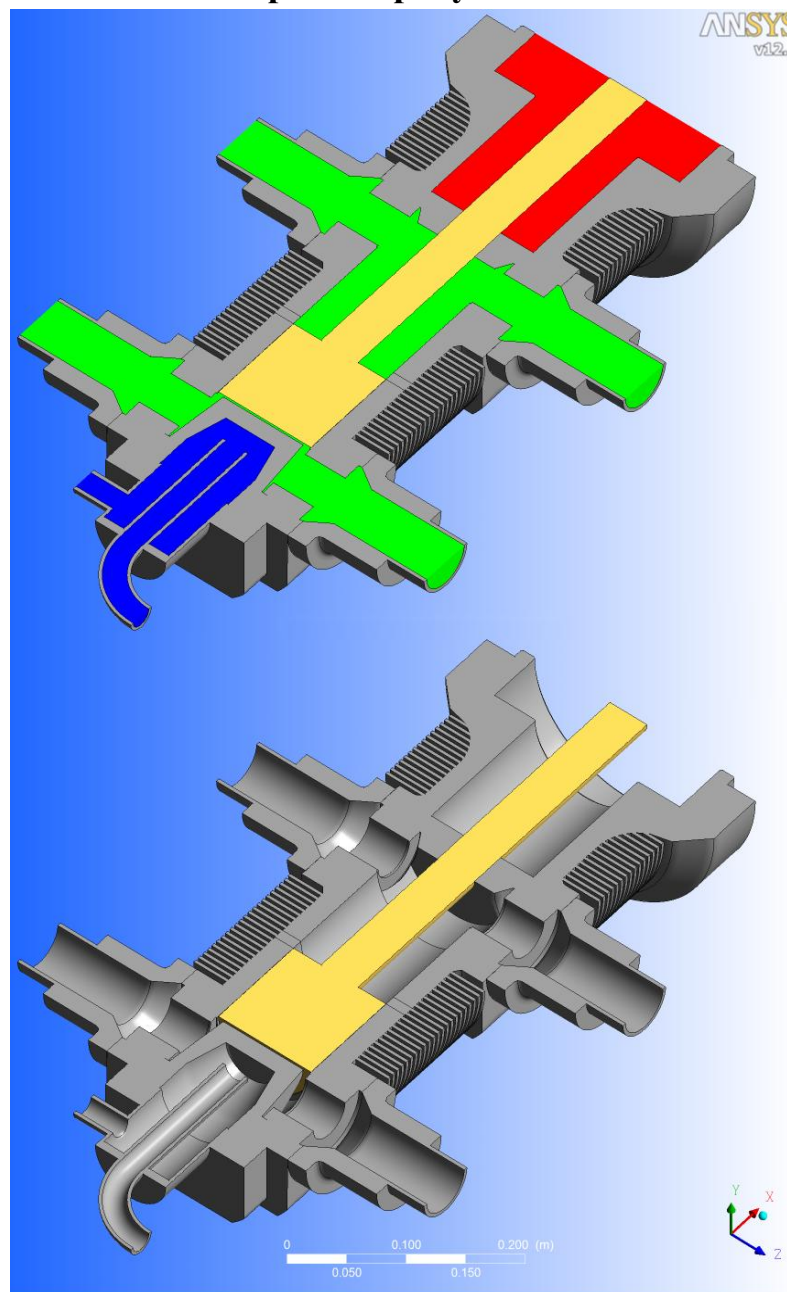


Рис. 1. Модель ступени компрессора

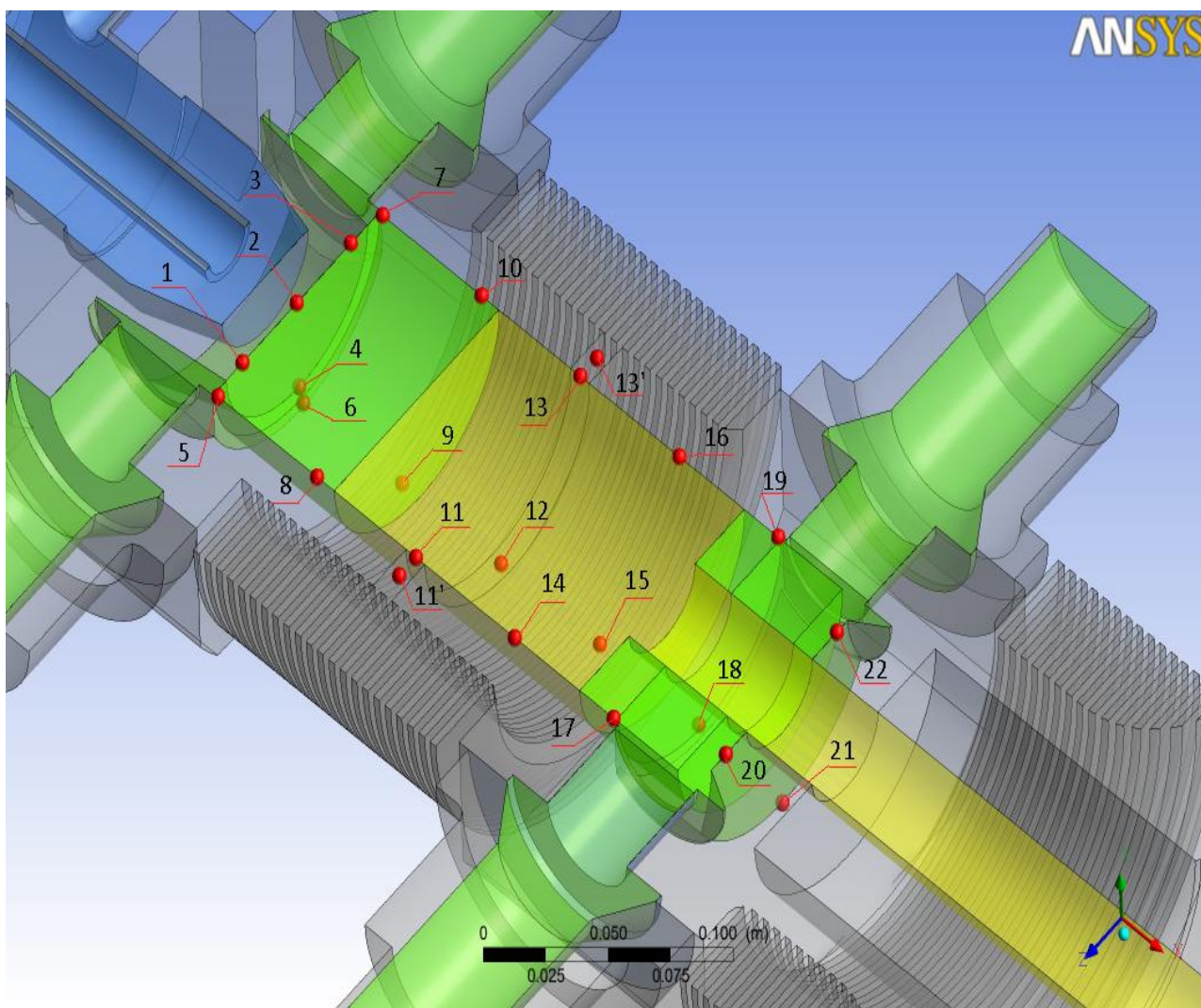


Рис. 2. Контрольные точки в дожимающей ступени компрессора с поршнем двойного действия

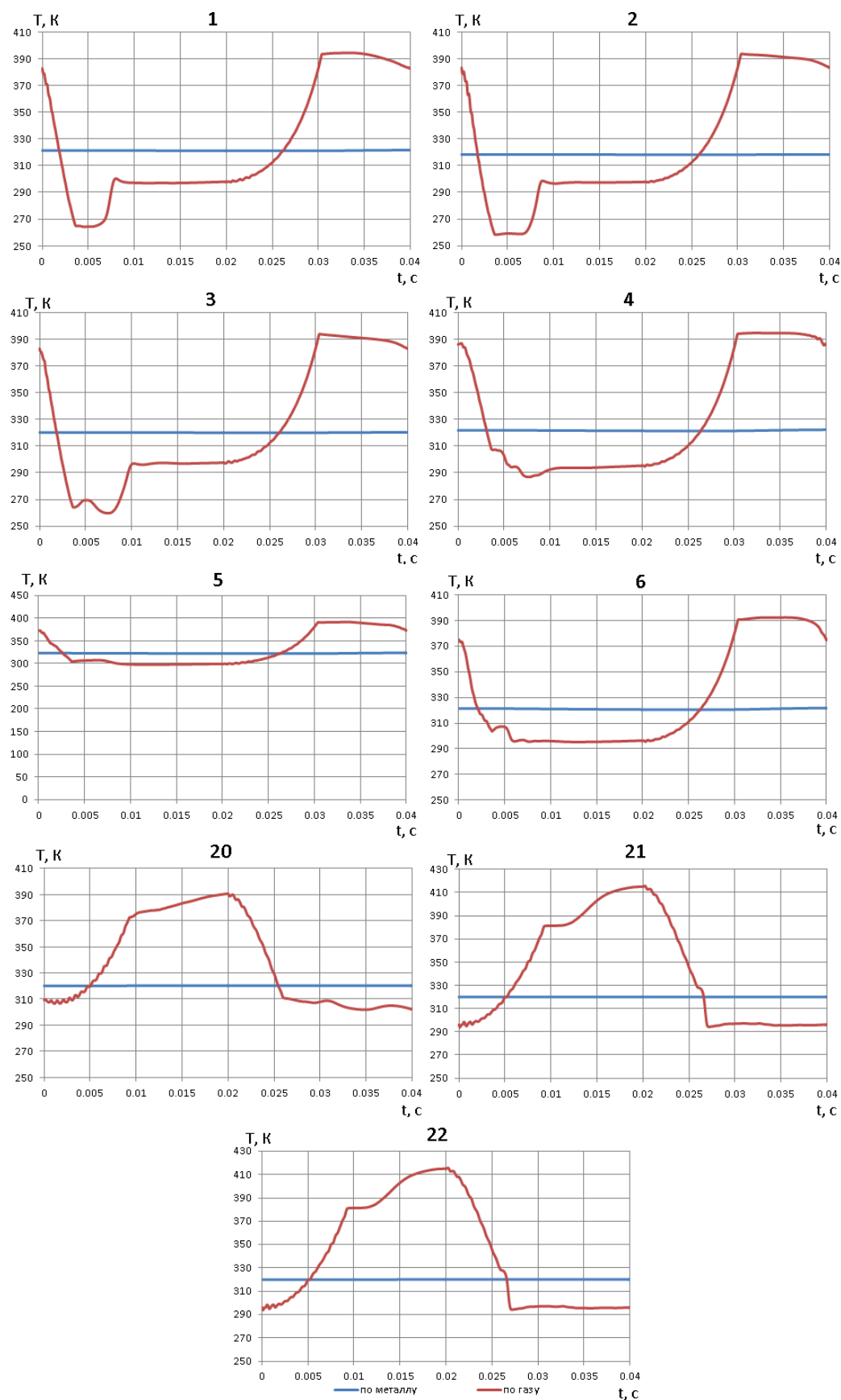


Рис. 3. Текущие температуры газа в контрольных точках передней полости рабочей камеры

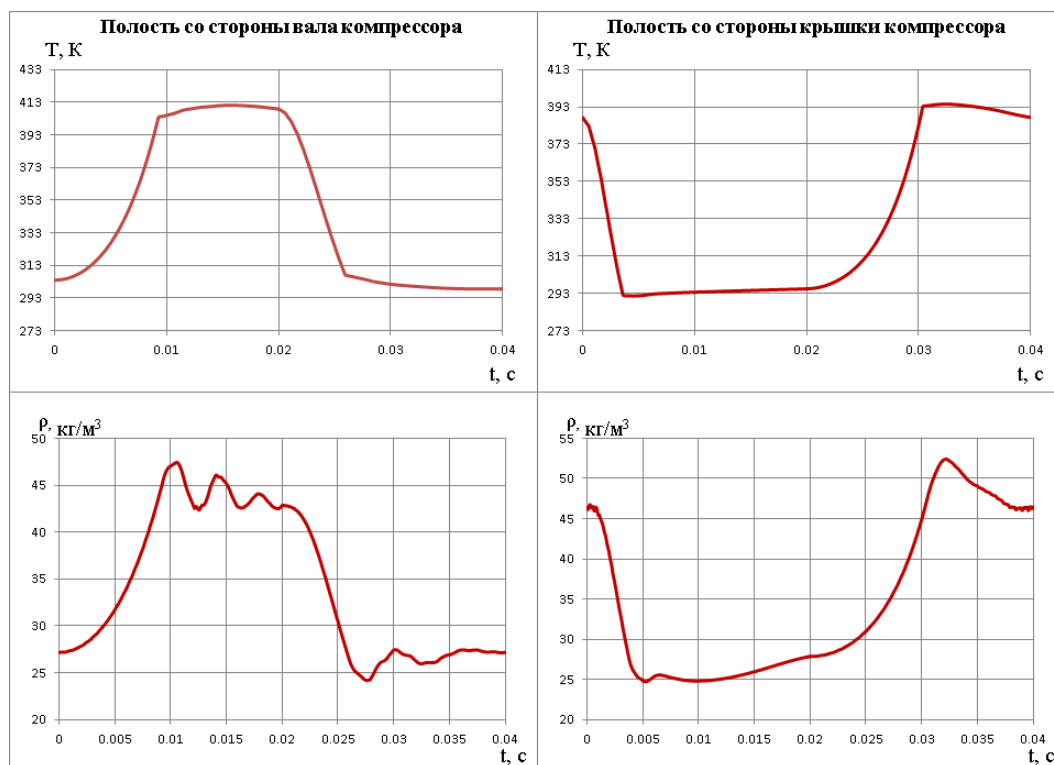


Рис. 4. Средние по объему цилиндра текущие значения температуры и плотности газа при $n = 25 c^{-1}$

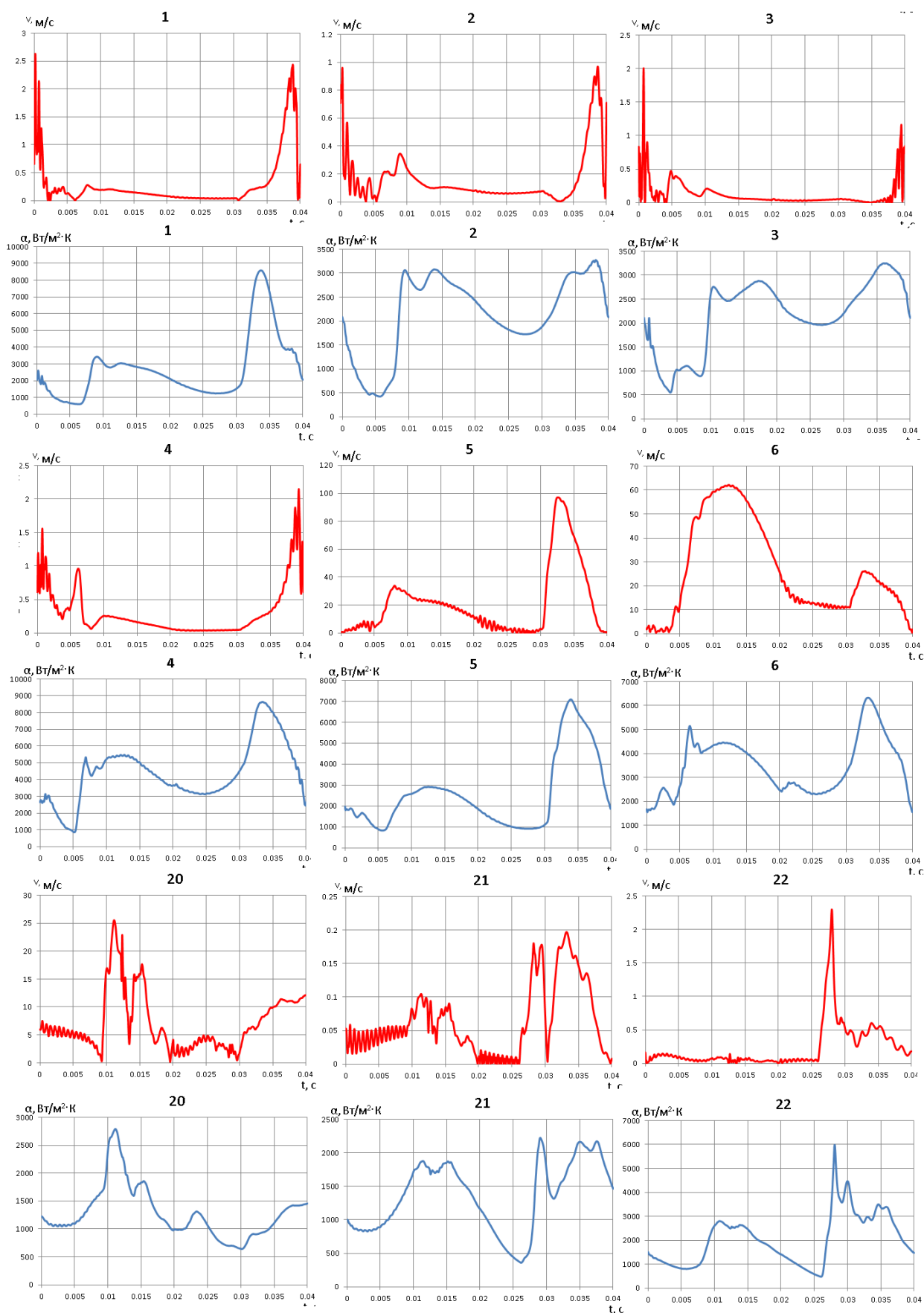


Рис. 5. Скорости газа и коэффициенты теплоотдачи в локальных точках теплообменной поверхности обратной полости ступени компрессора

Список литературы

1. Колеснев Д.П., Молодов М.А., Прилуцкий А.А., Прилуцкий И.К. Применение метода конечных объемов при расчетном анализе рабочих процессов поршневого детандера // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. с. 53.
2. Григорьев А.Ю. Исследование течения газа в ступени поршневого компрессора. – Автореф. дисс. к. т. н. – Л., - 1981, - с. 32.
3. Прилуцкий И.К. Метод определения локальных текущих коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объёмного действия // Технические газы, №4, 2013. – с. 19 – 26
4. Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К., Демаков А.С. Анализ процессов теплообмена в ступени поршневого компрессора на основе расчетных циклов в $T - s$ и $h - m$ координатах // Компрессорная техника и пневматика. № 1, 2009. – с. 14 – 18.
5. Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К., Иванов Д.Н., Демаков А.С. Теплообмен в ступенях машин объёмного действия. Современный подход // Компрессорная техника и пневматика. № 2, 2009. – с. 16 – 23.
6. Борзенко Е.И., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. Анализ характеристик ступеней поршневых компрессоров при работе на различных газах // Технические газы, №1, 2013. – с. 62 - 68.
7. Прилуцкий И.К. Разработка, исследование и создание поршневых компрессоров и детандеров для криогенной техники. / Дисс. д.т.н. – ЛТИХП. – СПб, 1991.

References

1. Kolesnev D.P., Molodov M.A., Prilutskii A.A., Prilutskii I.K. Application of a method of final volumes in the settlement analysis of working processes of a piston detander// *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2012. № 1. P. 53.
2. Grigor'ev A.Yu. Research of a current of gas in a step of the piston compressor.. – Avtoref. diss. k. t. n. – L., - 1981, - P. 32.
3. Prilutskii I.K. Metod of determination of local current coefficients of a thermolysis in elements of steps of cars of volume action // *Tekhnicheskie gazy*, №4, 2013. – P. 19 – 26
4. Prilutskii A.I., Prilutskii I.K., Demakov A.S. The analysis of processes of heat exchange in a step of the piston compressor on the basis of settlement cycles in $T - s$ and $h - m$ coordinates// *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. № 1, 2009. – P. 14 – 18.
5. Prilutskii A.I., Prilutskii I.K., Ivanov D.N., Demakov A.S. Heat exchange in steps of cars of volume action. Modern approach // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. № 2, 2009. – P. 16 – 23.
6. Borzenko E.I., Molodova Yu.I., Prilutskii A.I., Prilutskii I.K. The analysis of characteristics of steps of piston compressors during the work on various gases // *Tekhnicheskie gazy*, №1, 2013. – P. 62 - 68.
7. Prilutskii I.K. Development, research and creation of piston compressors and detander for cryogenic equipment. / Diss. d.t.n. – LTIKhP. – SPb, 1991.