

О неравномерности полей температуры газа в рабочих камерах многоступенчатого поршневого компрессора

Д-р техн. наук А.Ю. ГРИГОРЬЕВ

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

Prediction of gas temperature in working chambers and at the exit from the stages of reciprocating compressor allows determine optimum construction at the design step. For the determination of local parameters of gas in the stage of the chamber, a mathematical model based on Reynolds equations for the turbulent non-stationary flow of viscous gas was used. The results of the calculation of local temperatures in all the stages of air-cooled five-stage reciprocating compressor with rotation frequency of shaft 1470 / min. are presented. The explanation of the obtained picture of temperature fields is given.

Прогнозирование температуры газа в рабочих камерах (РК) и на выходе каждой ступени поршневого компрессора позволяет на этапе проектирования определить наиболее оптимальную конструкцию машины. В имеющихся математических моделях по учету теплообмена между газом и поверхностями рабочей камеры для упрощения решения задачи делают допущения о том, что газ неподвижен и однороден по всем параметрам в пределах рабочей камеры, а процессы в цилиндрах и примыкающих полостях квазистатичны. На самом же деле течение газа носит струйно-вихревой, сугубо нестационарный характер, и все параметры газа в рабочей камере меняются не только по углу поворота коленчатого вала φ , но и при фиксированных значениях φ по объему цилиндра как в осевом, так и в радиальном направлениях. Однако до сих пор практически отсутствуют надежные количественные данные о локальных, переменных во времени скоростях течения газа, тепловых потоках и коэффициентах теплоотдачи на основных поверхностях рабочих камер ступеней компрессорных машин, а сведения о распределении давлений и температур газа по объему цилиндра носят отрывочный характер.

В данной работе для определения локальных парамет-

ров течения газа в рабочей камере ступени компрессора использовалась математическая модель на основе дифференциальных уравнений Рейнольдса для турбулентного, нестационарного течения вязкого газа [1, 4]. Математическая модель, реализованная на ЭВМ [2], позволяет на стадии проектирования:

- ✓ получить физически обоснованную картину полей температур, давлений, плотностей и скоростей течения газа в рабочей камере ступени компрессора в каждый момент времени;

- ✓ прогнозировать ожидаемые интегральные показатели и рекомендовать те или иные изменения в конструкции ступени на основе анализа полученного материала.

Ниже приведены результаты расчета параметров течения газа в РК различных ступеней пятиступенчатого поршневого компрессора 6ВШ 1,6-3/80 с воздушным охлаждением, работающего с частотой вращения вала $n = 1470$ об/мин.

Исходные данные для расчета представлены в таблице.

Расчетная схема рабочей камеры для всех ступеней одинакова (рис. 1).

На рис. 2 показаны графики изменения температур газа: осредненной по объему камеры (T_{cp}); на входе в нагнетательные клапаны (T_n) и в расчетных точках $O(T_o)$, $П(T_n)$, $Г(T_r)$.

Параметр, размерность	Номер ступени				
	1	2	3	4	5
Давление газа на всасывании, МПа	0,1	0,318	0,925	2,655	6,645
Давление газа на нагнетании, МПа	0,318	0,925	2,655	6,645	8,1
Температура всасываемого газа, К	293	313	313	313	313
Температура стенок РК, К	353,6	366,5	369,7	356,9	320,7
Диаметр цилиндра РК, мм	2×170	135	80	50	28
Ход поршня S_n , мм	60	60	60	60	60
Относительное мертвое пространство a , м	0,075	0,08	0,09	0,2	0,165

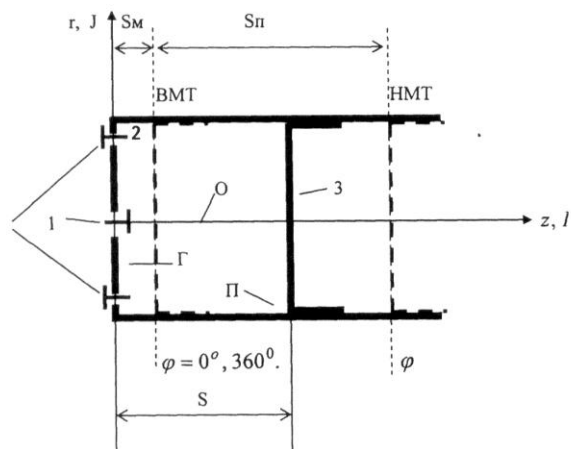


Рис. 1. Расчетная схема рабочей камеры ПК:
 1 – всасывающие клапаны; 2 – нагнетательные клапаны;
 3 – поршень; расчетные точки: O – на оси цилиндра,
 равно удалена от крышки и поршня; П – ближайшая
 к стыку поршень – стенка цилиндра; Г – ближайшая
 к крышке цилиндра, равно удалена от всасывающих
 и нагнетательных клапанов

Как видно из этих графиков, в один и тот же момент времени температура газа в разных точках рабочих камер каждой ступени может различаться на десятки градусов. Характер ее изменения от ступени к ступени сходен.

В процессе расширения локальные и осредненная по объему РК температуры газа резко падают. Основное воздействие здесь оказывает расширение газа, влияние теплообмена со стенками на изменение температуры газа незначительно.

В процессе всасывания плотность газа меняется мало, влияние на изменение температуры газа начинает оказывать теплообмен со стенками рабочей камеры. Для всех ступеней при всасывании происходит сначала небольшое увеличение температуры газа в точке П из-за подхода к ней волны сжатия газа, попавшего в РК в предыдущих циклах, а затем ее плавное уменьшение благодаря «свежей» струе газа из всасывающего клапана.

В точке O, лежащей на оси цилиндра напротив всасывающих клапанов, при всасывании температура газа быстро достигает температуры всасываемого газа и для первых трех ступеней машины практически не меняется. Для 4-й и 5-й ступеней она слабо меняется из-за значительно меньших скоростей истечения газа из всасывающих клапанов этих ступеней.

В точке Г для всех ступеней температура газа в процессе всасывания постепенно растет, так как к ней подходит газ, уже успевший омывать поршень, стенку цилиндра и часть крышки. Чем ближе завершение процесса всасывания, тем больше тепла этот газ получает от стенок рабочей камеры.

В процессе сжатия основное влияние на изменение температуры оказывает сжатие газа, а не теплообмен со стенками РК. Для всех ступеней в точке O, удаленной от поверхностей рабочей камеры, температура газа растет быстрее, чем

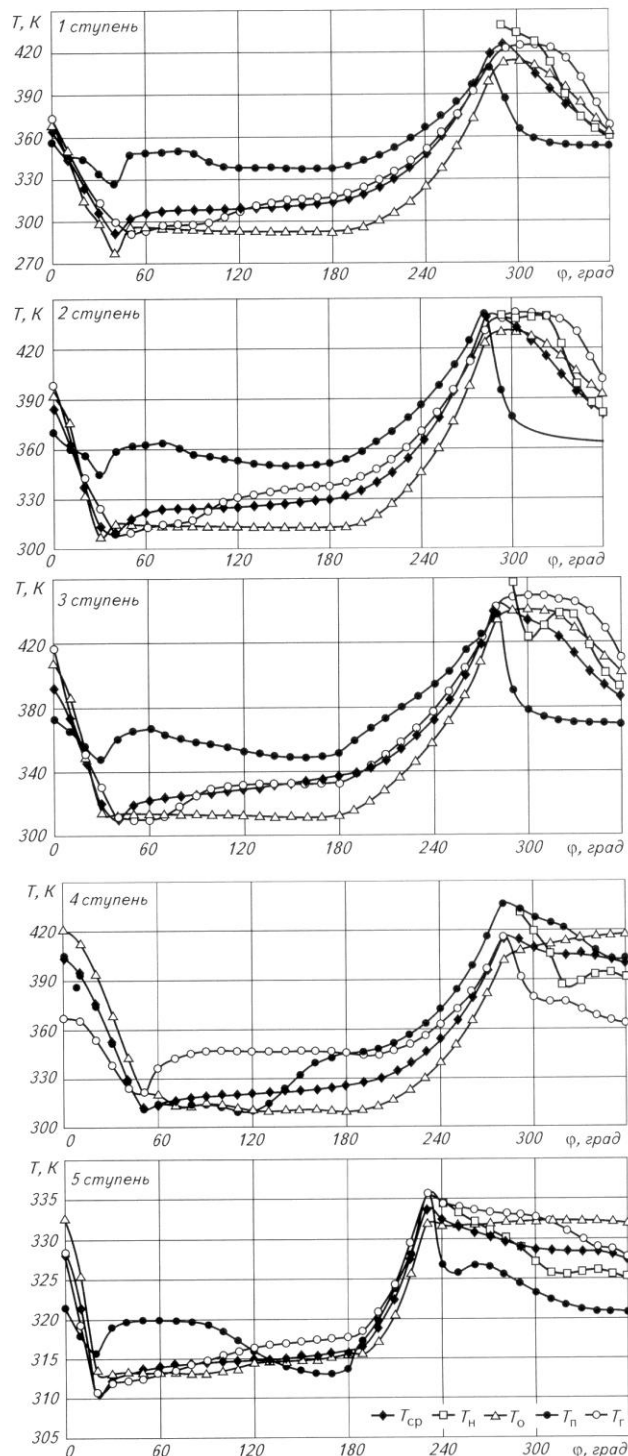


Рис. 2. Температура газа в РК ступеней компрессора

в точках Г и П, где имеется теплообмен разной интенсивности между газом и соответствующими поверхностями РК. Для пятой ступени эта закономерность выражена слабее из-за значительно меньшей степени сжатия в ней.

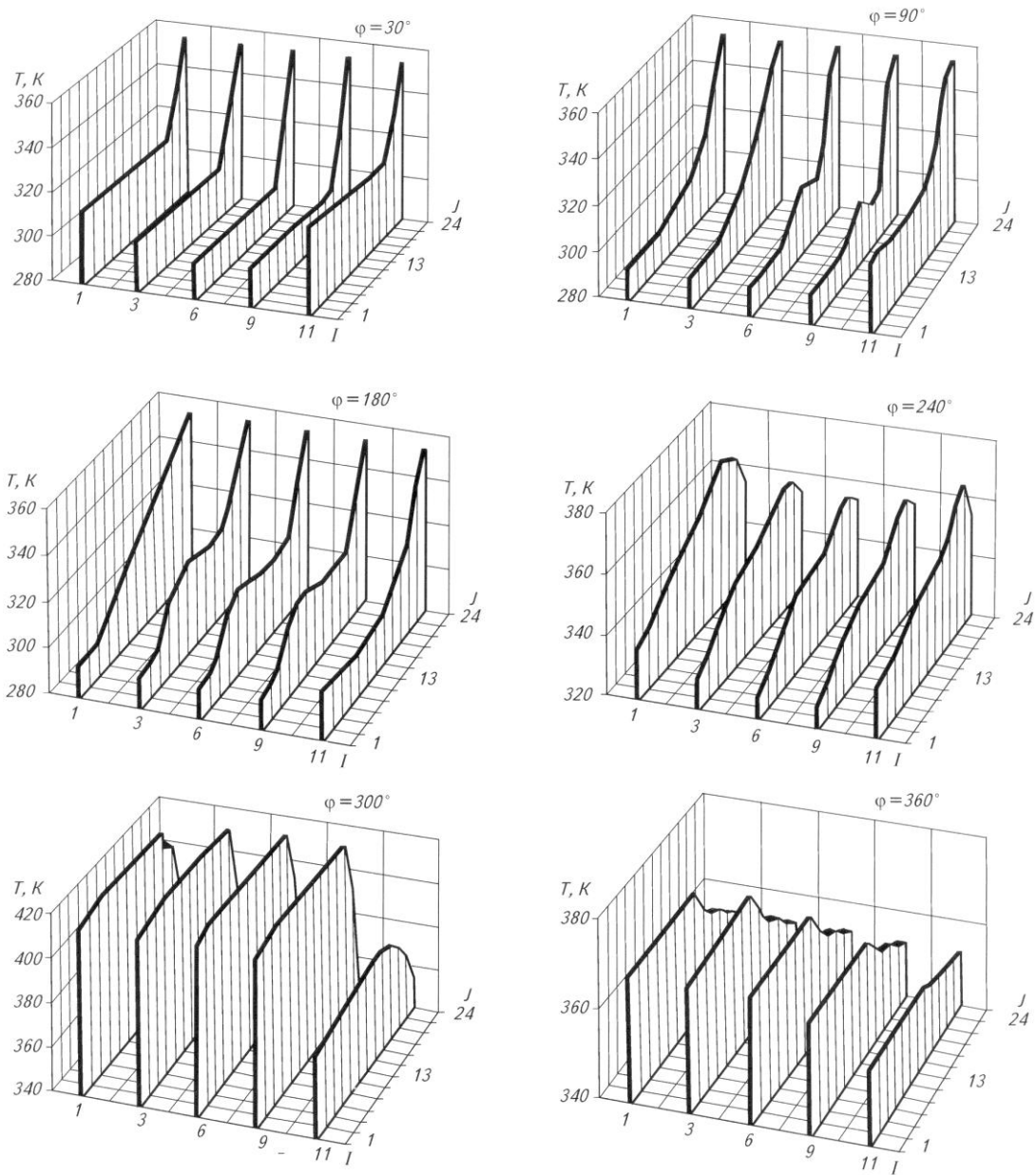


Рис. 3. Изменение локальной температуры газа по объему рабочей камеры первой ступени компрессора

В процессе нагнетания осредненная по объему камеры температура газа постепенно уменьшается из-за теплообмена со стенками рабочей камеры. Максимально снижается температура газа в точке *П* за счет отвода тепла от нее к поршню и стенке, меньше – в точке *Г*. В точке *О* в первых трех ступенях, где величина относительного мертвого пространства мала, температура газа также падает. В 4-й и 5-й ступенях с большими мертвыми пространствами температура газа в точке *О* не убывает, а может даже немного увеличиваться из-за попадания в эту точку бо-

лее горячего газа, движущегося в сторону нагнетательных клапанов.

Температура нагнетаемого газа T_{II} в течение процесса нагнетания в среднем падает из-за уменьшения температуры газа за счет теплообмена со стенками РК. При общем снижении T_{II} в отдельные моменты времени она может практически не меняться или даже расти, так как в разные моменты времени процесса нагнетания к клапанам подходит газ из разных точек рабочей камеры с различной температурой. Вместе с тем видно, что для всех сту-

пней машины текущая температура нагнетаемого газа T_n отлична от текущей среднеобъемной температуры T_{cp} в рабочей камере. Для первых двух ступеней компрессора T_n в течение всего процесса нагнетания больше (на десятки градусов) или равна (в конце процесса) T_{cp} . Для третьей ступени T_n в основном больше T_{cp} . Для четвертой и пятой ступеней в первой половине процесса нагнетания $T_n > T_{cp}$, а во второй $T_n < T_{cp}$. Это различие соотношений T_n и T_{cp} по ступеням связано с разными входными и режимными параметрами их работы, картинами течения газа и др.

На рис. 3 сделана попытка показать поля температуры газа по объему РК первой ступени компрессора в различные моменты времени (углы поворота φ вала машины). Предложенные на рисунках расчетные сечения расположены перпендикулярно оси цилиндра z (см. рис. 1). Сечение $I=1$ – ближайшее расчетное сечение к крышке цилиндра, сечение с наибольшим значением I – ближайшее расчетное сечение к поршню. Для каждого сечения показано изменение температуры газа вдоль радиуса цилиндра z (оси J , см. рис. 1), точки $J=0$ – лежат на оси цилиндра. Наибольшее значение J приходится на стенку цилиндра. Выбор наибольших значений I и J (числа узлов расчетной сетки) производился из условия сходимости и устойчивости разностной схемы.

Как видно из рис. 3, в конце процесса расширения ($\varphi = 30^\circ$) все пространство РК можно условно разбить на ядро и пристеночную область. Температура газа в ядре примерно одна и та же. В пристеночной области она меняется от температуры в ядре до температуры стенок РК. Наличие однородного ядра объясняется хорошим перемешиванием газа в процессе расширения за счет остаточного влияния процессов всасывания и нагнетания, во время которых газ в РК имеет достаточно большую скорость движения.

В процессе всасывания ($\varphi = 90^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$) для всех ступеней напротив всасывающего клапана (малые значения параметра J) температура газа поперек струи практически равна температуре всасываемого газа. Для первых трех ступеней эта струя догоняет поршень, разворачивается и уменьшает температуру газа вблизи стенок РК (при $J = 16 - 20$). В 4-й и 5-й ступенях возвратное течение газа отсутствует из-за малых скоростей истечения газа из всасывающих клапанов и существенно меньших диаметров РК этих ступеней, и поэтому уменьшения температуры газа во всех сечениях при $J = 16 - 20$ не наблюдается.

В процессе сжатия температура газа во всех сечениях растет. Сначала при $\varphi = 240^\circ$ она больше в областях, близких к поверхностям рабочей камеры (большие значения J), из-за того, что сжатие газа во всех точках примерно одинаковое, а изначально температура газа в этих областях выше. К концу процесса сжатия и началу процесса нагнетания ($\varphi = 300^\circ$) из-за перемешивания газа вновь образуется ядро с примерно одинаковой высокой температурой газа. В пристеночных областях температура газа

меняется от температуры в ядре до температуры стенки РК. Вблизи поршня температура газа становится наименьшей, что связано с поступлением к поршню газа из всасывающих клапанов с изначально невысокой температурой.

К концу процесса нагнетания ($\varphi = 360^\circ$) температура газа во всех сечениях снижается из-за теплообмена со стенками рабочей камеры, а разность температур от сечения к сечению падает из-за диффузионного и конвективного теплообмена между различными объемами газа.

Исходя из изложенного, можно сформулировать следующие основные выводы:

1. Поле температуры газа в РК неоднородно по времени и по ступеням поршневого компрессора. Для одного и того же момента времени температура нагнетаемого газа может отличаться от среднеобъемной в РК на несколько десятков градусов. Причем для первых двух ступеней машины она большую часть процесса нагнетания на 5...15 К выше среднеобъемной в РК.

При определении коэффициентов теплоотдачи в РК по ранее разработанным методикам [3, 5, 6] вносится систематическая ошибка, так как считается, что температура газа на выходе ступени равна температуре газа в РК. Завышение действительной температуры газа в РК даже на несколько градусов приводит к значительному увеличению рассчитываемых коэффициентов теплоотдачи, так как условный «нагрев» газа происходит за малый промежуток времени, равный времени одного оборота вала машины.

2. Предложенная методика расчета дает возможность выявить физическую сущность процессов, происходящих в ступени поршневого компрессора, и связать динамику течения газа с интенсивностью теплообмена в РК.

Список литературы

1. Григорьев А.Ю., Прилуцкий И.К. Математическая модель течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Вестник Международной академии холода. 2000. Вып. 3.
2. Григорьев А.Ю., Приходько С.А. Конечно-разностный метод решения задачи течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Совершенствование процессов и аппаратного оформления пищевой технологии и холодильной техники. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2000.
3. Кодиров Н.Б. Теоретическая формула для определения коэффициента теплоотдачи от газа к стенке цилиндра компрессора // Известия АН Азерб. ССР. Серия Физико-техн. и мат. наук. 1970. № 6.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978.
5. Петриченко Р.М., Петриченко М.Р. Конвективный теплообмен в поршневых машинах. – Л.: Машиностроение, 1979.
6. Стефановский Б.С. и др. Конвективная теплопередача к стенкам цилиндрического объема // Известия вузов. Машиностроение. 1976. № 8.