

УДК 536.244; 621.512-222

Теплообмен и течение газа в выхлопной полости ступени поршневого детандера

А.Ю. ГРИГОРЬЕВ
СПбГУН и ПТ

Using the mathematical model of axially symmetric gas flow, on the basis of Reynolds equations, for the exhaust chamber of the reciprocating expander stage the following was calculated: the fields of velocities, gas temperatures, local and averaged over the surfaces coefficients of heat transfer, average mass gas temperature at the exit, etc. depending on geometrical dimensions of the chamber, location of inlet and outlet windows, their area, temperature of walls.

В настоящее время создание эффективных и надежных поршневых детандеров неразрывно связано с применением современных методов расчета, основанных на моделировании протекающих в рабочих камерах физических процессов и позволяющих на стадии проектирования находить оптимальное конструктивное исполнение ступени детандера и входящих в ее состав сборочных узлов и отдельных элементов. При оптимизации конструкции ступени в качестве целевой функции обычно принимается конечная температура газа на выходе детандера, минимум которой для одного из n -го числа рассматриваемых на стадии проектирования вариантов исполнения детандера с заданным режимом работы и требуемым расходом газа и будет соответствовать оптимальной конструкции ступени детандера.

В существующих методиках расчета под конечной температурой газа, как правило, понимают величину, которая соответствует среднемассовой за время процессов выхлоп – выталкивание температуре газа на срезе выхлопных окон цилиндра ступени детандера. Нетрудно предвидеть, что в результате теплообмена вытекающего из цилиндра холодного газа с более теплыми стенками выхлопной полости фактическая температура газа за детандером будет выше расчетной, определяемой по существующим методикам. Различие в значениях среднемассовых температур на выходе из рабочей и выхлопной камер будет зависеть от скоростей течения газа относительно стенок выхлопной полости, температуры и площади поверхностей теплообмена выхлопной камеры, от взаимного расположения и соотношения площадей сечений выхлопных окон цилиндра и выходного патрубка ступени, а также от ряда других факторов.

Учет совокупности указанных факторов возможен, если при разработке методики расчета рабочих процессов в выхлопной полости детандерной ступени за основу принять апробированную автором математичес-

кую модель газодинамических и тепловых процессов в цилиндрах прямоочной детандерной и компрессорных ступеней [1 – 5, 8], учитывающую струйно-вихревой, сугубо нестационарный характер течения газа. При таком подходе в основе разрабатываемой математической модели, описывающей рабочие процессы в выхлопной полости, сохраняется комплекс фундаментальных уравнений Рейнольдса для турбулентного, нестационарного течения вязкого газа [7, 9]. Вносимые в новый вариант модели изменения в основном связаны с заданием граничных условий (нет подвижного поршня, клапанов и др.) и учетом взаимосвязи параметров газа в рабочей камере и выхлопной полости.

В разработанной модели введены дополнительные допущения, в частности:

- выхлопная полость ступени детандера осесимметрична;
- параметры течения газа на входе в выхлопную полость идентичны параметрам течения газа на выходе из рабочей камеры (сечение выхлопных окон цилиндра), рассчитанным предварительно с помощью апробированной модели [4].

Разработанная математическая модель реализована на ЭВМ в виде прикладной программы расчета рабочих процессов в выхлопной полости ступени детандера, использование которой на стадии проектирования позволяет:

- получать физически обоснованную картину полей температур, давлений, плотностей и скоростей потока газа в выхлопной полости с варьируемыми геометрическими размерами для всех углов поворота вала;
- определять мгновенные, локальные значения коэффициентов теплоотдачи и удельные тепловые потоки по всем поверхностям выхлопной полости без использования каких-либо эмпирических зависимостей и коэффициентов;
- прогнозировать ожидаемые технико-экономические

показатели работы проектируемой ступени детандера и рекомендовать на основе анализа результатов расчета те или иные изменения в конструкции выхлопной полости, способствующие повышению эффективности и надежности работы детандера.

В известных литературных источниках практически отсутствуют надежные данные о локальных, переменных во времени скоростях газа, тепловых потоках и коэффициентах теплоотдачи на теплообменных поверхностях выхлопных полостей ступеней детандерных машин, а сведения о распределении давлений и температур газа по объему рабочих полостей носят отрывочный характер. Поэтому использование предлагаемой методики расчета позволит не только глубже изучить процессы, протекающие в выхлопной полости, но и принимать более обоснованные решения по оптимальному сочетанию геометрических размеров выхлопных полостей детандерных ступеней на стадии проектирования и изготовления опытного образца детандера.

Ниже приведены результаты расчета рабочих процессов, протекающих в выхлопной полости детандерной ступени агрегата ДКА20-10/1С [6], полученные при использовании разработанной методики и программы расчета.

Детандерная ступень агрегата и режим ее работы характеризуются следующими параметрами: ход поршня 45 мм; диаметр поршня 50 мм; относительная длина кривошипа 0,196; относительная величина мертвого про-

странства 0,19; частота вращения вала 1500 об/мин; начальное давление 1 МПа; конечное давление 0,1 МПа; начальная температура газа 303 К; рабочий газ – воздух; температура стенок рабочей камеры принята равной 273 К. Угол открытия выхлопных окон 135°, закрытия – 225°. Ступень укомплектована впускным кольцевым клапаном с одной кольцевой пластиной со средним диаметром 40 мм.

Выхлопная полость ступени (рис. 1) представляет собой кольцевое, концентричное с рабочей камерой пространство, объем которого $V_{в.п}$ определяется внутренним r и наружным R радиусами и осевым размером L выхлопной полости.

При разработке конструкции детандерной ступени обычно ставится задача – при фиксированных параметрах рабочей камеры (диаметр цилиндра и ход поршня) найти такое сочетание геометрических размеров (R , L), объема $V_{в.п}$ и соотношения сечений каналов на входе $F_{вх}$ и выходе $F_{вых}$ выхлопной полости, при которых в процессах выхлоп – выталкивание не наблюдалось бы значительного повышения давления в выхлопной полости и в то же время минимизировались теплопритоки к холодному газу от более теплых стенок выхлопной полости.

Указанная задача решалась путем выполнения численного эксперимента с использованием разработанной методики. К основным целям спланированного численного эксперимента следует отнести:

- изучение влияния геометрических размеров выхлопной полости (R , L , $F_{вых}$) и различного относительного расположения выхлопных окон рабочей камеры и выходного патрубка детандерной ступени на интенсивность газодинамических и тепловых процессов в выхлопной полости;
- выявление закономерностей изменения конечной среднемассовой температуры газа за детандером T_M в функции от указанных выше параметров и температуры стенок выхлопной камеры;
- получение практических рекомендаций по оптимизации конструкции выхлопных полостей в составе детандерных ступеней.

В процессе численного эксперимента внутренний радиус r выхлопной полости, обусловленный заданным диаметром цилиндра $D_{ц}$ и толщиной цилиндрической втулки, оставался неизменным ($r = 35$ мм), а размеры R и L выхлопной полости изменялись в заданном диапазоне. В качестве исходного был принят вариант исполнения выхлопной полости с $R = 45,5$ мм и $L = 39,6$ мм, при которых объемы выхлопной полости $V_{в.п}$ и цилиндра детандерной ступени $V_{ц}$ равны, а их соотношение $K_v = V_{в.п} / V_{ц} = 1$ при $V_{ц} = f(D_{ц}, S_{п}) = \text{const}$.

Для различных вариантов исполнения ступени (выхлопной полости), исследуемых в процессе численного

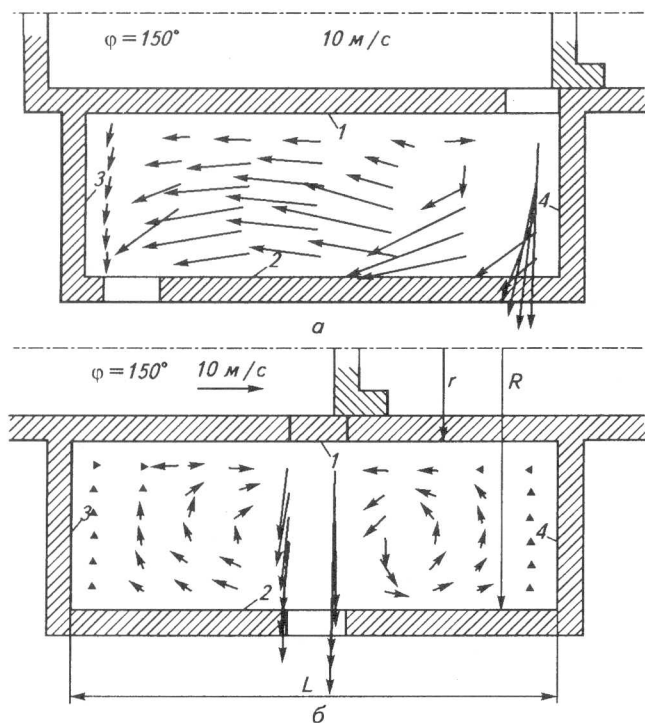


Рис. 1. Поля скоростей течения газа в выхлопной камере детандера

эксперимента, величина K_v задавалась дискретно в диапазоне $0,4 \leq K_v \leq 2,0$. При этом изменение объема выхлопной полости $V_{в.п}$ (а следовательно, и величины K_v) осуществлялось двумя путями:

- при переменном объеме выхлопной полости сохранялись радиальные габариты ступени ($R = 45,5 \text{ мм} = \text{const}$ и $16 \leq L \leq 80 \text{ мм}$);
- при переменном объеме выхлопной полости сохранялся ее осевой размер ($L = 16 \text{ мм} = \text{const}$ и $45,5 \leq R \leq 74 \text{ мм}$).

Во всех случаях расчеты проводили для двух расположений входных и выходных окон:

- окна разнесены по углам выхлопной камеры (рис. 1,а), смещение $\Delta = A$;
- окна расположены в центре выхлопной камеры напротив друг друга (рис. 1,б), смещение $\Delta = 0$.

На рис. 1 в качестве примера показаны расчетные поля скоростей газа в выхлопной полости прямооточной детандерной ступени агрегата ДКА20-10/1С с геометрическими размерами, соответствующими $K_v = 1$, $R = 45,5 \text{ мм}$ и $L = 39,6 \text{ мм}$ для фиксированного угла поворота вала $\varphi = 150^\circ$, соответствующего начальной стадии процесса выхлопа при частично открытых выхлопных окнах.

Анализируя полученные данные, отметим следующее:

✓ При любом конструктивном исполнении выхлопной полости течение газа в ней носит струйно-вихревой характер.

✓ Смещение оси выходного патрубка ступени относительно плоскости расположения выхлопных окон цилиндра существенно отражается на локальных скоростях течения газа в пределах объема выхлопной полости.

В выхлопной полости, конструктивно соответствующей случаю $\Delta = A$ (см. рис. 1,а), в процессе выхлопа возникают высокие (до 30 м/с) скорости течения газа вдоль торцевой поверхности 4, примыкающей к наиболее нагретым элементам базы агрегата. Уровень скоростей относительно внешней цилиндрической поверхности 2 несколько ниже и равен 10...15 м/с. Еще ниже скорости течения газа вдоль внутренней цилиндрической поверхности 1 (максимальные их значения не превышают 5 м/с). При этом вблизи выхлопных окон наблюдается возникновение слабовыраженных вихревых потоков. Минимальный уровень скоростей газа (2...3 м/с) характерен для торцевой поверхности 3, расположенной примерно на середине хода поршня.

Таким образом, для выхлопной полости данного конструктивного исполнения ($\Delta = A$) характерно наличие основного (транзитного) потока газа в направлении оси цилиндра от выхлопных окон к выходному патрубку ступени при максимальном уровне скоростей на внешней

цилиндрической поверхности выхлопной полости, что при прочих равных условиях будет негативно отражаться на эффективности работы ступени детандера.

При расположении выходного патрубка ступени по центру выхлопной камеры напротив выхлопных окон цилиндра ($\Delta = 0$, см. рис. 1,б) уровень скоростей потока газа, омывающего внутренние поверхности выхлопной полости, резко снижается, приближаясь к нулю на торцевых поверхностях 3 и 4. Основной поток газа – радиальный, движущийся транзитом через выхлопную полость в направлении выхлопного патрубка ступени. При этом часть вытекающего из цилиндра газа совершает вихревое движение слева и справа от основного потока, вследствие чего относительно его формируются вихревые зоны с уровнем скоростей 2...5 м/с. Вблизи стенок выхлопной полости скорость вихря значительно ниже скорости основного потока газа. Таким образом, «вихревая прослойка» выполняет функции своеобразного теплоизолятора между транзитным потоком газа и теплообменными поверхностями выхлопной полости.

Указанное позволяет прогнозировать снижение коэффициентов теплоотдачи и тепловых потоков на теплообменных поверхностях выхлопной полости рассматриваемого конструктивного исполнения ($\Delta = 0$), а следовательно, и повышение эффективности работы ступени детандера в целом.

Выводы, сформулированные выше на основе анализа газодинамических процессов в выхлопной полости, подтверждаются результатами расчета.

На рис. 2 показано изменение мгновенных по углу поворота вала коэффициентов теплоотдачи α и удельных тепловых потоков q , соответствующих заданной температуре стенок 273 К, как осредненных по всей поверхности ($\alpha_{ср}$, $q_{ср}$), так и отдельно по стенкам 1–4 ($\alpha_1 - \alpha_4$, $q_1 - q_4$) выхлопной полости. Анализируя качественное и количественное изменение функций $\alpha = f(\varphi)$ и $q = f(\varphi)$, нетрудно установить однозначную связь коэффициентов теплоотдачи (см. рис. 2, а, б) и удельных тепловых потоков (см. рис. 2, в, г) с характером течения газа в выхлопной полости (боковое или центральное расположение окон).

В ступенях с характерным параметром $\Delta = A$ большим скоростям течения газа вдоль поверхностей теплообмена 1–4 (см. рис. 1,а) в процессах выхлопа – выталкивания соответствуют повышенные значения коэффициентов теплоотдачи α и удельных тепловых потоков q . В ступенях с $\Delta = 0$, для которых характерно снижение уровня скоростей течения газа относительно поверхностей теплообмена 1–4, коэффициенты теплоотдачи снижаются в 3–4 раза. Удельные тепловые потоки снижаются на порядок (в 10–20 раз) как за счет уменьшения коэффициентов теплоотдачи, так и

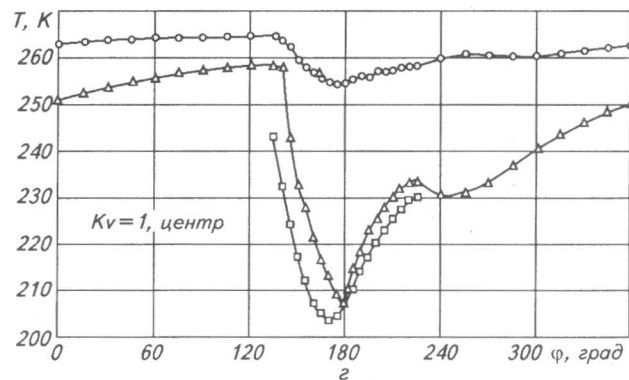
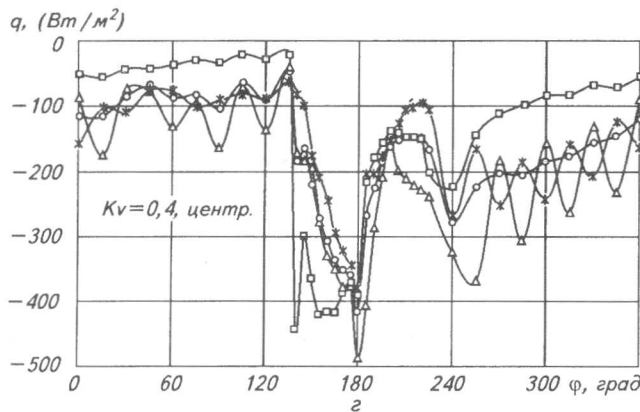
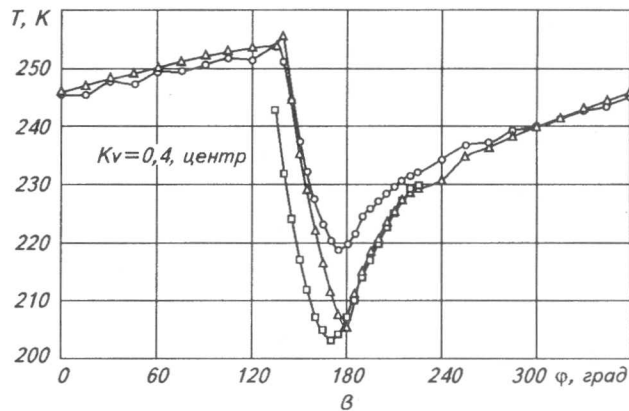
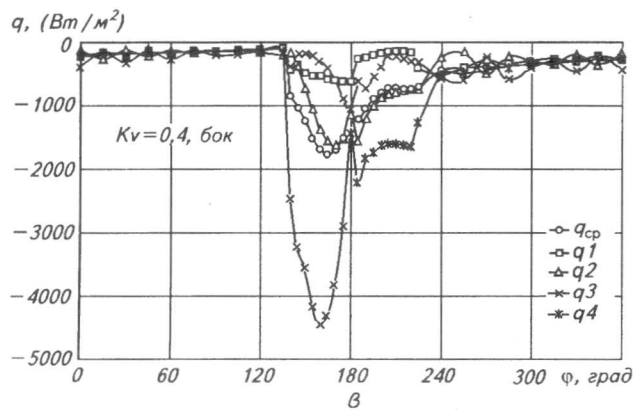
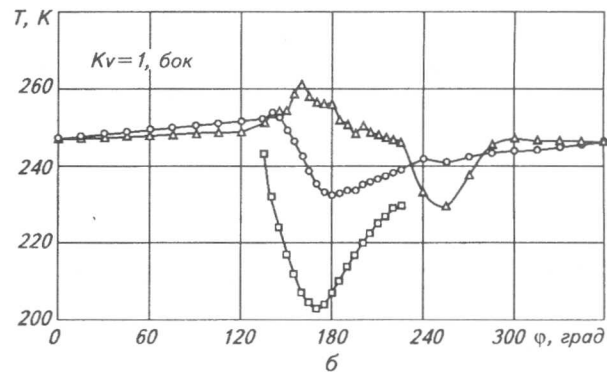
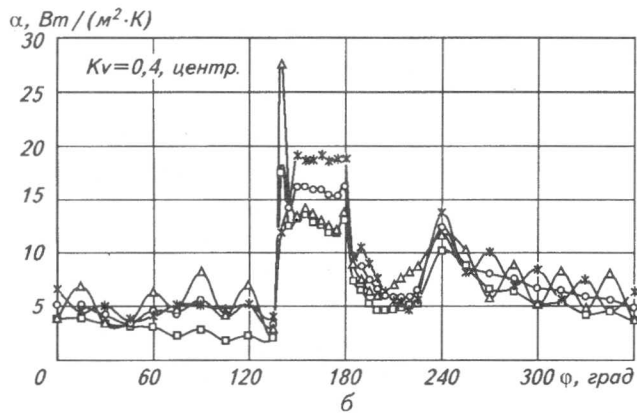
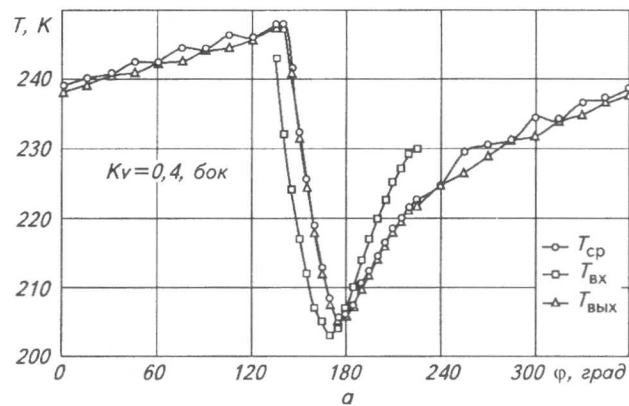
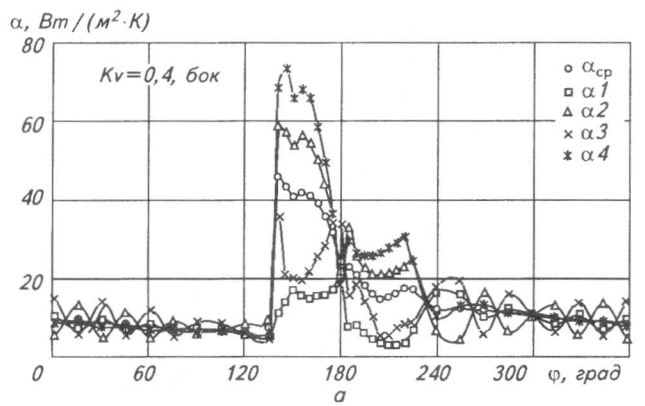


Рис. 2. Изменение в течение цикла осредненных по всей поверхности ($\alpha_{\text{ср}}, q_{\text{ср}}$) и по каждой из четырех поверхностей (1, 2, 3, 4) коэффициентов теплоотдачи и удельных тепловых потоков

Рис. 3. Изменение в течение цикла средней температуры по объему выхлопной камеры ($T_{\text{ср}}$), температур газа на входе ($T_{\text{вх}}$) и на выходе ($T_{\text{вых}}$)

вследствие снижения разности температур между стенками и газом, совершающим вихревое движение в «застойных» зонах выхлопной полости, что в итоге способствует снижению теплопритоков к транзитному основному потоку газа.

На рис. 3 показаны зависимости средней по объему температуры газа T_{cp} , средней температуры на входе $T_{вх}$ и средней температуры на выходе $T_{вых}$ выхлопной камеры в зависимости от угла поворота вала машины φ для вариантов $K_v = 0,4$ и 1 ($R = 45,5$ мм, $L = 15,8$ мм и $L = 39,6$ мм, температура стенок 273 К). Как видно из графиков, организация течения газа существенно влияет на его температуру как среднюю по объему, так и на выходе из камеры. Так, зависимость температуры газа на выходе из выхлопной камеры во время процессов выхлопа и выталкивания при центральном расположении окон (рис. 3, в и г) и при малом объеме камеры для разнесенных по углам окон (рис. 3, а) практически повторяет с небольшим расхождением по времени (необходимым для преодоления газом расстояния между входными и выходными окнами) график температуры газа на входе. По окончании процесса выталкивания (закрытия входных окон) на срезе выходных окон для больших выхлопных камер ($K_v = 1$) имеет место локальное недолгое по времени снижение температуры газа за счет местного расширения газа из-за продолжающегося по инерции движения газа в выходном патрубке. В дальнейшем до следующего открытия входных окон температура газа на срезе выходных окон только растет за счет поступления к нему газа, нагревающегося от теплообмена со стенками (причем сначала быстрее, а затем медленнее как за счет постепенного снижения в это время скоростей течения газа, а значит, коэффициентов теплоотдачи, так и уменьшения разницы температур между газом и стенками, а следовательно, уменьшения величины тепловых потоков).

Для расположения окон в углах камеры и $K_v = 1$ (рис. 3, б) картина изменения температуры газа на выходе качественно меняется зеркально. Это объясняется тем, что при центральном расположении окон и при малом объеме камеры с разнесенными по углам окнами большая часть поступившего в данном цикле газа тут же уходит из камеры, не успев сильно нагреться от ее стенок. При разнесенных окнах и большом объеме камеры на выход поступает газ из предыдущих циклов работы машины, предварительно успевший нагреться от стенок камеры. Газ из данного цикла подходит к выходным окнам только по окончании процессов выхлопа и выталкивания, что видно по снижению температуры газа на срезе выходных окон при $\varphi = 225 \dots 285^\circ$. Но в это время скорость истечения газа из камеры становится малой и большая часть поступившего к срезу

выходных окон «холодного» газа из данного цикла, продолжая движение, последовательно омывает поверхности 3, 1, 4, 2 (см. рис. 1), нагревается от них и только в следующих циклах работы машины начинает поступать из выхлопной камеры. После прохождения газа, поступившего в этом цикле, мимо выхлопных окон ($\varphi = 295 \dots 360^\circ$) к ним начинает поступать газ из областей, находящихся ближе к середине камеры с невысокой температурой. От этого на участке $\varphi = 295 \dots 360^\circ$ температура газа на срезе выходных окон не растет. После угла поворота вала машины $\varphi = 360^\circ$, когда скорости течения газа в камере падают, температура газа на срезе выходных окон начинает расти, примерно как средняя по объему, из-за теплообмена со стенками. Как видно из рис. 3, б, во время процессов выхлопа и выталкивания для камеры с разнесенными по углам окнами на фоне осредненной составляющей изменения температуры газа на выходе имеет место и колебательная составляющая. Это связано с появлением колебательной составляющей во всех локальных параметрах газа (скорости истечения газа из выходных окон, давления и др.) из-за увеличения влияния резонансных явлений при такой геометрии выхлопной камеры и организации течения газа.

Осредненная по объему выхлопной камеры температура газа (T_{cp}) для различных расположений окон качественно меняется одинаково. Она все время растет из-за теплообмена со стенками (кроме процесса выхлопа, когда поступает основная масса холодного газа из рабочей камеры). Вместе с тем осредненная по объему температура газа для центрального расположения входных и выходных окон в среднем на $5 \dots 20$ К выше, чем для камеры с разнесенными по углам окнами (при этом температура на выходе, наоборот, заметно меньше). Это связано с тем, что при центральном расположении окон большие объемы газа, находящиеся слева и справа от струи, многократно омывая стенки камеры, значительно нагреваются, мало влияя на температуру газа на выходе, но значительно увеличивая среднеобъемную температуру газа в камере.

При разнесенных по углам камеры окнах происходит большее перемешивание холодного газа, поступающего из входных окон с газом, находящимся в выхлопной камере. От этого снижается среднеобъемная температура газа, но увеличивается температура газа на выходе.

На рис. 4 сделана попытка нарисовать картины мгновенных полей температуры газа по объему выхлопной камеры для разных моментов времени (углов поворота вала машины φ) для варианта $K_v = 0,4$ ($R = 45,5$ мм, $L = 15,8$ мм; температура стенок 273 К; окна расположены по центру камеры). Ось 1 направлена вдоль оси ци-

линдра, сечение $I = 1$ – ближайшее расчетное сечение к поверхности 3, $I = 19$ – ближайшее к поверхности 4 (см. рис. 1,а). Сечения $I = 5, I = 10, I = 15$ расположены от поверхности 3 цилиндра на расстояниях, пропорциональных своему номеру. Ось J направлена вдоль радиуса цилиндра, $J = 19$ соответствует поверхности цилиндра меньшего радиуса r (поверхность 1 на рис. 1), $J = 26$ – поверхности цилиндра большего радиуса R (поверхность 2 на рис. 1). Расчет полей температур для каждого расчетного шага проведен для всех сечений I от 1 до 19, но представлены картины изменения температуры газа только для пяти выбранных сечений, так как этого достаточно для качественного отражения полей температур в выхлопной камере. Как видно из рис. 4, в каждый момент времени поле температуры газа неоднородно и разница температур в различных точках камеры может достигать нескольких десятков градусов. Наибольшая температура газа имеет место вблизи стенок камеры (из-за теплообмена с ними), наименьшая – в струе.

Приведенные выше данные в значительной степени носят ознакомительный характер. Наибольший же практический интерес представляют результаты расчета среднемассовой температуры газа за цикл на выходе выхлопной полости.

Среднемассовая температура газа на входе в выхлопную полость для всех рассмотренных в ходе численного эксперимента вариантов исполнения ступени была получена в ходе предварительного расчета текущих и интегральных параметров газа в цилиндре детандерной ступени и для выбранного режима работы детандерного агрегата соответствует величине $T_{вх} = T_{кит}^* = 218$ К. Данное значение температуры на входе в выхлопную полость при выполнении численного эксперимента сохранялось неизменным.

На рис. 5,а показаны графики изменения среднемассовой температуры газа на выходе выхлопной камеры T_m за цикл работы детандерной ступени в зависимости от относительного объема камеры K_v для различных расположений входных и выходных отверстий. Расчет проведен для температуры стенок камеры, равной 273 К. Как видно из графиков, при малых объемах выхлопной камеры ($K_v = 0,4$) независимо от расположения отверстий имеет место наименьшая среднемассовая температура газа на выходе из выхлопной камеры. Это связано с тем, что из-за малого объема камеры большая часть поступившего в нее за процессы выхлопа и выталкивания газа сразу уходит из камеры, а меньшая часть остается и продолжает прогреваться за счет теплообмена со стенками до поступления следующей порции газа. Кроме

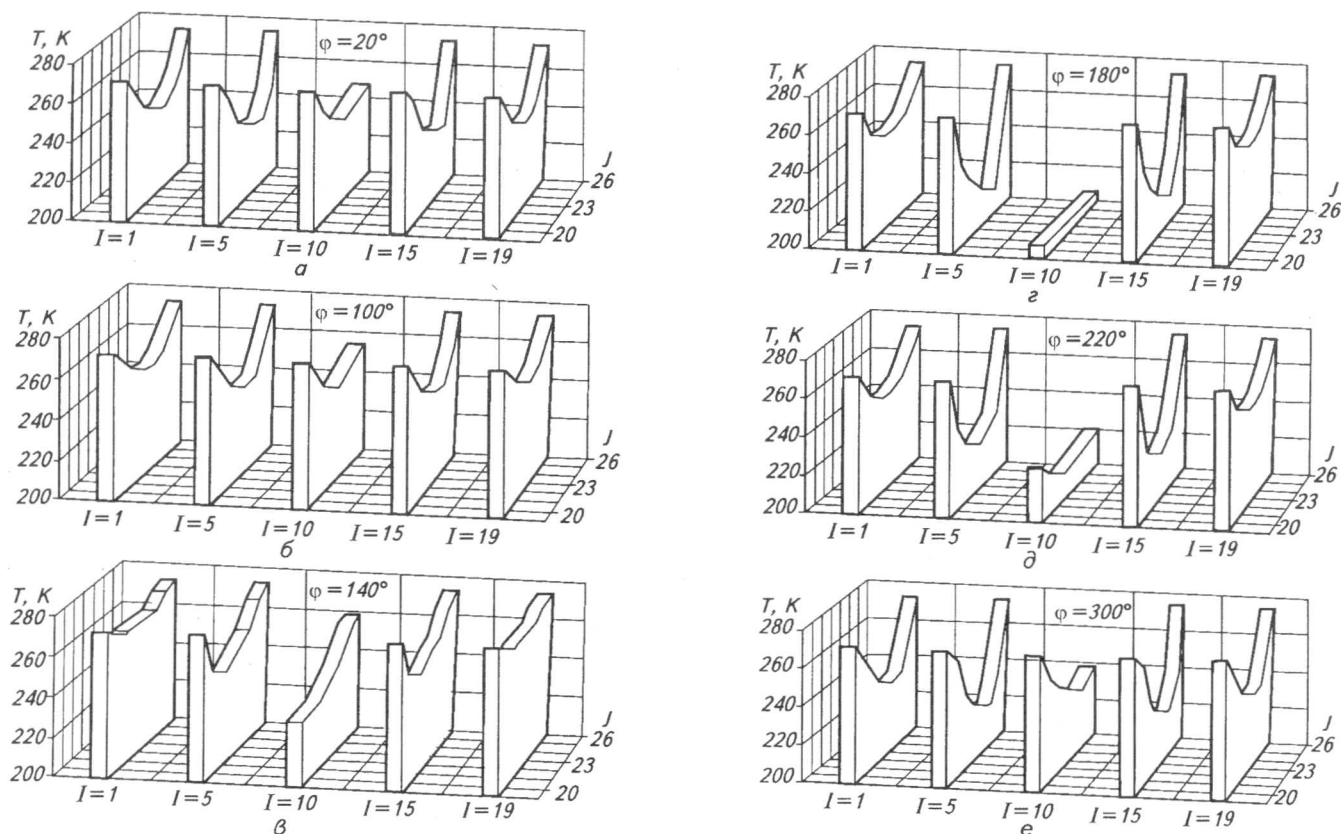


Рис. 4. Локальные мгновенные значения температуры газа по объему выхлопной камеры ($K_v = 0,4$, центральное расположение окон)

этого малые объемы приводят и к наименьшим площадям теплообмена.

Увеличение объема выхлопной камеры при $L = \text{const}$ за счет увеличения радиуса внешнего цилиндра R независимо от расположения входных и выходных отверстий приводит к росту среднemasсовой температуры газа на выходе камеры. Это объясняется тем, что при фиксированной небольшой длине камеры L с увеличением R растет площадь теплообмена торцевых поверхностей 3 и 4 камеры. При центральном расположении отверстий струя газа из входных отверстий при своем движении расширяется, вызывая увеличение скорости течения вблизи поверхностей 3 и 4, что приводит к увеличению коэффициентов теплоотдачи и большему теплообмену между этими стенками и газом. При расположении отверстий в углах камеры растет площадь поверхности 4, вблизи которой имеют место максимальные скорости течения газа, следовательно, на ней будут наибольшие коэффициенты теплоотдачи и удельные тепловые потоки.

При фиксированном значении R с ростом длины выхлопной камеры L картина изменения среднemasсовой температуры газа на выходе камеры различна для выбранных вариантов расположения входных и выходных окон. Для случая, когда окна расположены по углам

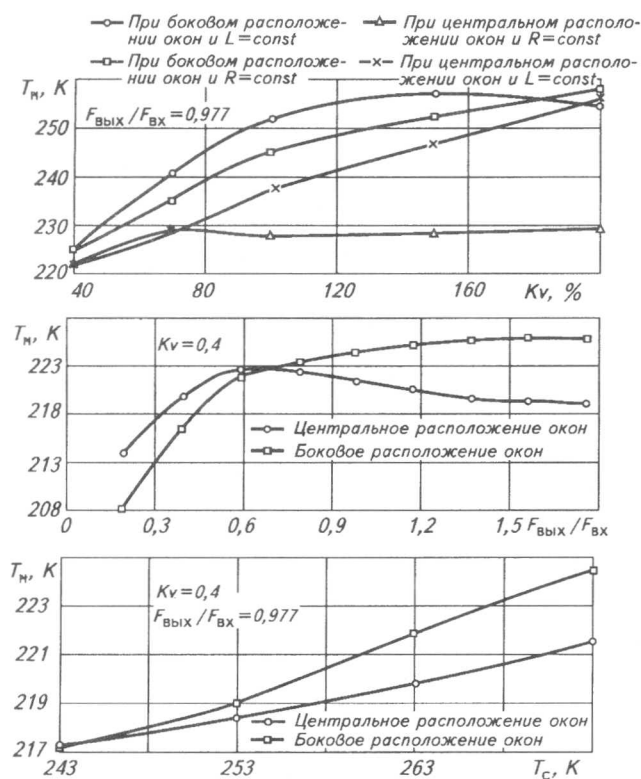


Рис. 5. Изменение среднemasсовой за цикл температуры газа на выходе из выхлопной камеры в зависимости от: а) объема камеры; б) площади выходного сечения ($K_v = 0,4$); в) температуры стенок ($K_v = 0,4$)

рабочей камеры, температура сначала растет, а затем начинает снижаться. Первоначальный рост температуры происходит из-за того, что с увеличением объема выхлопной камеры все меньшая часть газа, поступившего в течение цикла, сразу уходит из нее, не успев сильно нагреться. Большая часть остается, нагревается за счет теплообмена со стенками и только в следующем цикле уходит из рабочей камеры. При дальнейшем росте объема выхлопной камеры практически весь газ, попавший в нее в данном цикле, остается до следующего. С увеличением объема камеры масса газа в ней растет быстрее, чем увеличение площади поверхности теплообмена. Поэтому, хотя интегральные тепловые потоки от стенок к газу растут, но на единицу массы газа они уменьшаются, в связи с чем среднemasсовая температура газа на выходе снижается.

При расположении окон по центру выхлопной камеры изменение среднemasсовой температуры газа на выходе в зависимости от объема камеры незначительно. Это объясняется тем, что независимо от объема камеры большая часть поступающего в этом цикле из рабочей камеры газа сразу успевает попасть в выходной патрубок камеры. Газ, вращающийся многократно слева и справа от струи (рис. 1, б), движется вблизи стенок камеры с малой скоростью, поэтому коэффициенты теплоотдачи на них и тепловые потоки малы. Вместе с тем этот газ из-за многократности обтекания поверхностей сам достаточно сильно нагревается (но до меньшей температуры, чем температура стенок), увеличивая среднemasсную температуру газа в выхлопной камере, но мало влияя на температуру газа в основной струе, а следовательно, и на выходе.

На основании рис. 5, а можно сделать вывод, что выхлопные камеры с наименьшим объемом наиболее оптимальны независимо от расположения окон. Это справедливо при условии, что уменьшение объема выхлопной камеры не приводит к росту аэродинамического сопротивления. Если по каким-либо причинам необходимо иметь большой объем выхлопной камеры, то входные и выходные окна следует располагать по центру камеры напротив друг друга.

На рис. 5, б и в показано влияние на среднemasсную температуру газа на выходе соответственно величины площади выходных окон $F_{\text{вых}}$ (при постоянстве площади входных $F_{\text{вх}}$) и температуры стенок камеры T_c для различных вариантов расположения входных и выходных окон ($K_v = 0,4$; $R = 45,5$ мм; $L = 15,8$ мм).

Как видно из рис. 5, б, для варианта разнесенных по углам окон среднemasсовая температура газа на выходе с увеличением площади выходных окон растет сначала достаточно сильно, затем все медленнее и практически перестает расти при $F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}} > 1,5$. Это связано

с тем, что чем больше площадь выходных отверстий, тем меньше сопротивление прохождению газа через выхлопную камеру, тем ближе его давление к давлению на выходе (0,1 МПа), ниже температура (так как нет значительного роста давления газа) и больше скорость течения, что приводит к большим коэффициентам теплоотдачи и перепадам температур между газом и поверхностями стенок, а значит, и к большим тепловым потокам. При $F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}} > 1,5$ увеличение площади выходных отверстий мало сказывается на величине аэродинамических сопротивлений (которые становятся малыми), поэтому среднemasсовая температура газа на выходе практически не меняется.

Для случая центрального расположения окон среднemasсовая температура газа сначала растет, а при $F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}} > 0,6$ начинает снижаться с уменьшающейся до нуля скоростью. Начальный ее рост на выходе объясняется тем же, что и для варианта разнесенных по углам камеры окон. Снижение температуры при $F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}} > 0,6$ происходит из-за уменьшения теплопритоков от поверхности 2 стенок камеры вследствие уменьшения скорости течения газа, а значит, и коэффициентов теплоотдачи у кромок выходного отверстия. Независимо от варианта расположения окон при малых площадях на выходе среднemasсовая температура газа становится даже ниже, чем на входе (218 К). Это связано с тем, что при малых площадях выходных отверстий (но тех же скорости, температуры и плотности газа на входе) возникают большие аэродинамические сопротивления при прохождении газом выхлопной камеры, отчего растут давление, плотность и температура газа в ней. Большая температура газа уменьшает и даже меняет знак теплопритоков от стенок, а расширение газа вблизи выходного канала приводит к снижению температуры до величины, даже меньшей, чем на входе. Теоретически это означает осязаемое дорасширение газа в выхлопной камере по окончании процесса выхлопа. На практике этого не будет, так как заметное увеличение давления газа в выхлопной камере повлечет изменение параметров поступающего из рабочей камеры газа. Мы же сознательно задаем параметры газа на входе для всех вариантов одинаковыми, чтобы изучить влияние только изменяемого параметра (в данном случае $F_{\text{вых}}$) на происходящие процессы. Это одно из преимуществ математического моделирования процесса по сравнению с экспериментом.

Часто для снижения температуры стенок выхлопных камер их поверхности теплоизолируют или даже принудительно охлаждают. На рис. 5, в показано влияние температуры стенок камеры на среднemasсовую температуру газа на выходе для различных вариантов расположения входных и выходных окон. Получен-

ный рост среднemasсовой температуры газа на выходе выхлопной камеры с увеличением температуры стенок вполне объясним и ожидаем. При температуре стенок $T_c = 243$ К среднemasсовая температура газа на выходе становится ниже, чем среднemasсовая на входе (218,0 К). Из этого следует, что суммарные потоки тепла от газа к стенкам камеры за цикл становятся больше, чем от стенок к газу. Постоянство температуры стенок при этом может быть сохранено только при принудительном их охлаждении. С увеличением температуры стенок камеры среднemasсовая температура газа на выходе при разнесенных по углам окон растет быстрее, чем для центрального расположения окон, что происходит из-за больших коэффициентов теплоотдачи (см. рис. 2, а и б). Вместе с тем из этого графика видно, что независимо от расположения окон теплоизоляция стенок может снизить среднemasсовую температуру газа на выходе из камеры (в среднем на 1,3...2,5 К на каждые 10 К снижения температуры стенок в данном диапазоне температур). Поэтому теплоизоляция стенок выхлопной камеры обязательна для снижения среднemasсовой температуры газа на выходе.

Список литературы

1. Григорьев А.Ю. Влияние остаточных вихревых явлений процесса всасывания на течение газа в рабочей камере ступени поршневого компрессора // Вестник Международной академии холода. 2002. Вып. 1.
2. Григорьев А.Ю. О нестационарном теплообмене в рабочей камере машин объемного действия в процессах сжатия и расширения // Вестник Международной академии холода. 2001. № 1.
3. Григорьев А.Ю. Расчет нестационарного поля температур осесимметричного течения газа в рабочей камере поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2002. Вып. 1.
4. Григорьев А.Ю., Прилуцкий А.А., Борзенко Е.И., Прилуцкий И.К. Температурное поле в цилиндре детандерной ступени в процессах выхлоп-вытеснение // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2004. № 5.
5. 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. – СПбГУН и ПТ. СПб. 2000. Деп. ВИНТИ № 2722, 26.10.2000.
6. Кузнецов Л.Г., Иванов Д.Н., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.А. Автономные малорасходные поршневые детандер-компрессорные агрегаты // Компрессорная техника и пневматика. 2004. № 1.
7. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1978.
8. Прилуцкий И.К., Григорьев А.Ю. Математическая модель течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Вестник Международной академии холода. 2000. Вып. 3.
9. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974.