

УДК 621.512

Применение метода конечных объемов при расчетном анализе рабочих процессов поршневого детандера

Д. П. КОЛЕСНЕВ, М. А. МОЛОДОВ, канд. техн. наук А. А. ПРИЛУЦКИЙ,
д-р техн. наук И. К. ПРИЛУЦКИЙ

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет ИТМО
Институт холода и биотехнологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

In the present article authors consider the mathematical model which is based on a method of final volumes (MFV). Distinctive feature of model is the complex description of the interconnected working processes in all elements of a step of the compressor.

Key words: instantaneous heat transfer coefficient, piston expander, pulse pressure, the local gas velocity.

Ключевые слова: мгновенный коэффициент теплоотдачи, поршневой детандер, пульсация давления, локальная скорость газа.

Расчет газодинамических параметров и свойств рабочего тела в цилиндре машин объемного действия и в примыкающих к нему полостях чрезвычайно сложен и в большинстве случаев ограничивается получением осредненных по объему значений. В настоящее время исследователи располагают опытными данными, полученными при допущении об идентичности текущих параметров газа в любой точке постоянного или переменного во времени объема рассматриваемой рабочей камеры. Имеющиеся опытные данные, как правило, не учитывают взаимосвязь газодинамических процессов в цилиндре и примыкающих к нему полостях и справедливы для узкого диапазона режимных параметров машин объемного действия, работающих на чистых газах.

На сегодняшний день практически отсутствуют количественные и качественные характеристики переменных во времени скоростей течения газа и соответствующих им коэффициентов теплоотдачи и тепловых потоков в локальных точках рассматриваемой поверхности. Также отсутствуют данные о перепаде температур газа и стенок в цилиндре, в примыкающих полостях и в каналах органов газораспределения ступени поршневых детандеров. В работе [1] предложена упрощенная математическая модель, которая базируется на методе конечных разностей (МКР). В ней описываются локальные по объему параметры рабочего вещества в цилиндре и выхлопной полости поршневого детандера, но без учета их взаимосвязи с процессами во впускной полости и в каналах впускных клапанов, что представляется недостаточно корректным при оценке протекающих рабочих процессов, итоговых интегральных параметров и выборе оптимального варианта конструкции ступени детандера.

Недостаток опытных данных может быть восполнен путем создания более совершенной математической модели. Ее практическое использование при численном эксперименте позволяет отказаться от натурального эксперимента, при котором сложно, а зачастую даже и невозможно, получить интересующие исследователя данные.

В настоящей статье авторами рассматривается математическая модель, базирующаяся на методе конечных объемов (МКО). Отличительной особенностью модели является комплексное описание взаимосвязанных рабо-

чих процессов во всех элементах ступени детандера (компрессора). На базе модели предполагалось получение:

- полного спектра локальных скоростей газа в элементах ступени (впускная полость, каналы впускных клапанов, цилиндр, каналы выхлопных окон, выпускная полость);

- мгновенных коэффициентов теплоотдачи локальных и осредненных по поверхностям теплообмена в рассматриваемых полостях и каналах органов газораспределения, а также полей температур по объему цилиндра и примыкающих полостей;

- сведений о текущих значениях давления и температуры рабочего тела в цилиндре и примыкающих полостях за цикл.

Основные положения МКО удобно излагать, рассматривая «стандартное» уравнение баланса некоей величины φ (масса, количество движения, энергия) в контрольном объеме V_k , ограниченном поверхностью $S = \Sigma S_k$ с внешней нормалью n :

$$\int_{\Omega} \frac{\partial \rho \varphi}{\partial t} \partial V_k + \sum_k \vec{n} \vec{q} dS = \int_{\Omega} Q dV_k, \quad (1)$$

где ρ — плотность среды;

φ — некая величина, для которой составляется уравнение баланса в контрольном объеме; \vec{q} — вектор плотности потока величины, включающей конвективную и диффузионную составляющие,

$$\vec{q} = \rho \vec{W} \varphi - \beta \nabla \varphi,$$

здесь \vec{W} — вектор скорости;

β — коэффициент диффузии;

Q — плотность распределения объемных источников.

На первом этапе разрабатывается идеализированная твердотельная модель, состоящая из ряда газовых полостей, образующих ступень поршневого детандера (рис. 1).

В соответствии с основами метода конечных объемов осуществляется пространственная дискретизация задачи путем разбиения расчетной области на небольшие соприкасающиеся объемы, для каждого из которых записывается балансовое соотношение (1).

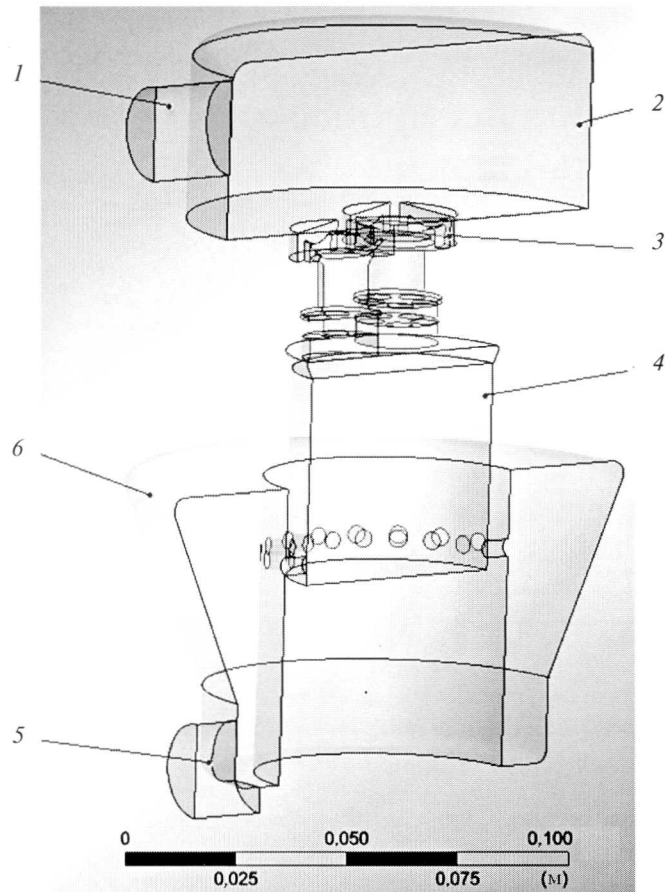


Рис. 1. Расчетная модель ступени поршневого детандера:

- 1 — входной патрубков; 2 — впускная полость;
 3 — газовые каналы клапанов;
 4 — свободное пространство цилиндра;
 5 — выходной патрубков; 6 — выхлопная полость

Для получения дискретного аналога балансового уравнения в выбранной ячейке необходимо вычислить интегралы, входящие в уравнение, используя квадратурные формулы, служащие для приближенного вычисления определенных интегралов по значениям подинтегральной функции в конечном числе точек. При этом крайне важно, чтобы для соприкасающихся ячеек поверхностный интеграл по их общей грани вычислялся идентично. Последнее требование, легко реализуемое при составлении компьютерной программы, обеспечивает консервативность численной схемы, т. е. точное (в рамках принятого способа вычисления интегралов) соблюдение баланса i -го параметра, согласно уравнению (1) для всей области течения. Данное свойство МКО выгодно отличает его от методов конечных разностей (МКР) и методов конечных элементов (МКЭ), в которых реализация строгой консервативности схемы является скорее исключением, чем правилом.

Также важным свойством МКО является то, что в нем заложено точное соблюдение баланса таких величин, как масса, энергия и количество движения на любой группе контрольных объемов, следовательно, и на всей расчетной области. Это свойство проявляется при любом числе узловых точек, вследствие чего решение поставленной задачи удовлетворяет точным интегральным балансам даже при грубой сетке.

В качестве объекта исследования выбрана проточная ступень детандера низкого давления ($p_n = 0,8$ МПа;

$p_k = 0,12$ МПа; $T_n = 303$ К) с диаметром цилиндра $D_{ц} = 50$ мм, ходом поршня $S_n = 40$ мм и с частотой вращения вала $n = 500$ об/мин [2]. Ступень укомплектована тремя впускными нормально открытыми клапанами сферического типа, расположенными на торце цилиндра. Выхлоп расширившегося газа осуществляется через окна круглой формы, выполненные на втулке цилиндра в зоне нижней мертвой точки.

Соотношение объемов впускной (выпускной) полости V_n и рабочего цилиндра ступени V_h составляет 320 (350) %, что предопределяет возникновение колебаний давления во впускной и выпускной полостях ступени детандера. Углы поворота вала φ_i , соответствующие началу и окончанию отдельных процессов рабочего цикла детандера, определялись с помощью прикладной программы КОМДЕТ, в основу которой при формализации процессов в элементах ступени заложено допущение об идентичности любого из параметров рабочего вещества в произвольно выбранной точке контрольного объема исследуемой рабочей камеры при фиксированной величине φ .

В предлагаемой модели изменение объема цилиндра в функции от угла поворота вала детандера достигается соответствующей деформацией расчетной сетки, в результате чего величина конечных объемов, относящихся к газовой полости цилиндра, меняется и моделируется расширение (сжатие) газового пространства внутри цилиндра. По нижней границе свободного пространства цилиндра в соответствии с принятым механизмом движения задается перемещение поршня.

Физическая модель ступени представляет собой совокупность различных газовых полостей, которые в течение рабочего цикла в определенной последовательности могут соединяться (или разъединяться) друг с другом через каналы органов газораспределения. Решение такой задачи требует применения достаточно мощной вычислительной машины. В целях упрощения расчетная модель разделяется на подмодели, каждая из которых содержит n конечных объемов.

Задача решается при следующих допущениях:

- ступень герметичная, газ сухой, частота вращения вала $\omega = \text{const}$;
- решение задачи осуществляется в адиабатной постановке и начинается при начальных параметрах, заданных пользователем в момент времени $\tau = 0$;
- открытие и закрытие впускных клапанов происходит мгновенно;
- результаты расчета соответствуют первому и второму рабочим циклам детандера.

Расчет параметров газа с учетом предлагаемой модели осуществляется в три этапа.

На первом этапе рассчитывается процесс наполнения, определяемый с помощью программы КОМДЕТ, который заканчивается в момент закрытия впускного клапана.

На втором этапе в качестве начальных данных задаются результаты расчета первого этапа. Далее проводится расчет процессов расширения, выхлопа, вытеснения газа через выхлопные окна и обратного сжатия, по окончании которого открывается впускной клапан. Результаты расчета используются как начальные данные на третьем этапе.

На третьем этапе рассчитываются процессы впуска и нагнетания через полностью открытый впускной клапан.

Перейдем к анализу полученных данных. В ходе численного эксперимента были смоделированы три рабочих цикла детандера, что позволило учесть на втором и третьем циклах возмущения рабочей среды, полученные на первом и втором циклах соответственно. В первом расчетном цикле используются в качестве начальных данных величины, заданные пользователем, которые не равны параметрам газа при пуске машины, а заданы со значениями, близкими по величине рабочим. Предполагается, что через один-два рабочих цикла параметры работы машины стабилизируются. Такое задание начальных параметров требовалось для получения на третьем цикле установившихся значений параметров.

На рис. 2 показаны текущие значения давления и температуры газа в цилиндре и в примыкающих полостях ступени детандера в функции от угла поворота вала, соответствующие третьему расчетному циклу. При завышенном объеме впускной полости ($V_{вп.п} = 3,2V_h$) и низкой частоте вращения вала ($n = 500$ об/мин) амплитуда A колебаний давления мала и в момент закрытия

впускных клапанов ($\varphi_2 = 82^\circ$) достигает максимальной величины $\pm 0,012$ МПа при номинальном давлении на входе $p_n = 0,8$ МПа.

Во впускной полости пульсации давления, полученные при расчетах по программам КОМДЕТ и МКО, схожи между собой. Однако в отличие от КОМДЕТ в программе МКО учитываются внутреннее вязкостное трение газа и динамическое трение газа, движущегося относительно неподвижных поверхностей полостей и каналов, приводящие к рассеиванию энергии в объеме газа, вследствие чего физическая картина колебаний давления после прекращения действия внешнего возмущения получается более корректной.

Из рис. 2 следует, что после закрытия впускных клапанов колебания давления на участке $82^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ плавно затухают, но к моменту начала следующего рабочего цикла амплитуда колебаний $A \neq 0$, что влияет на момент открытия впускного клапана и отражается на интегральных параметрах детандера.

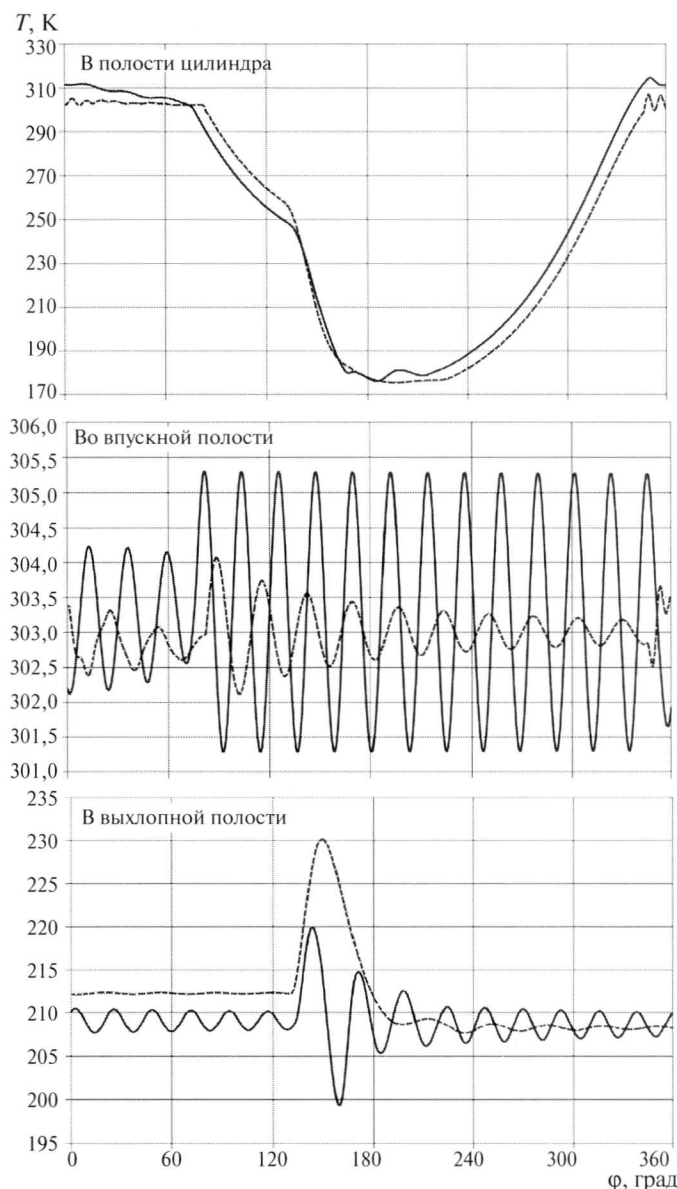
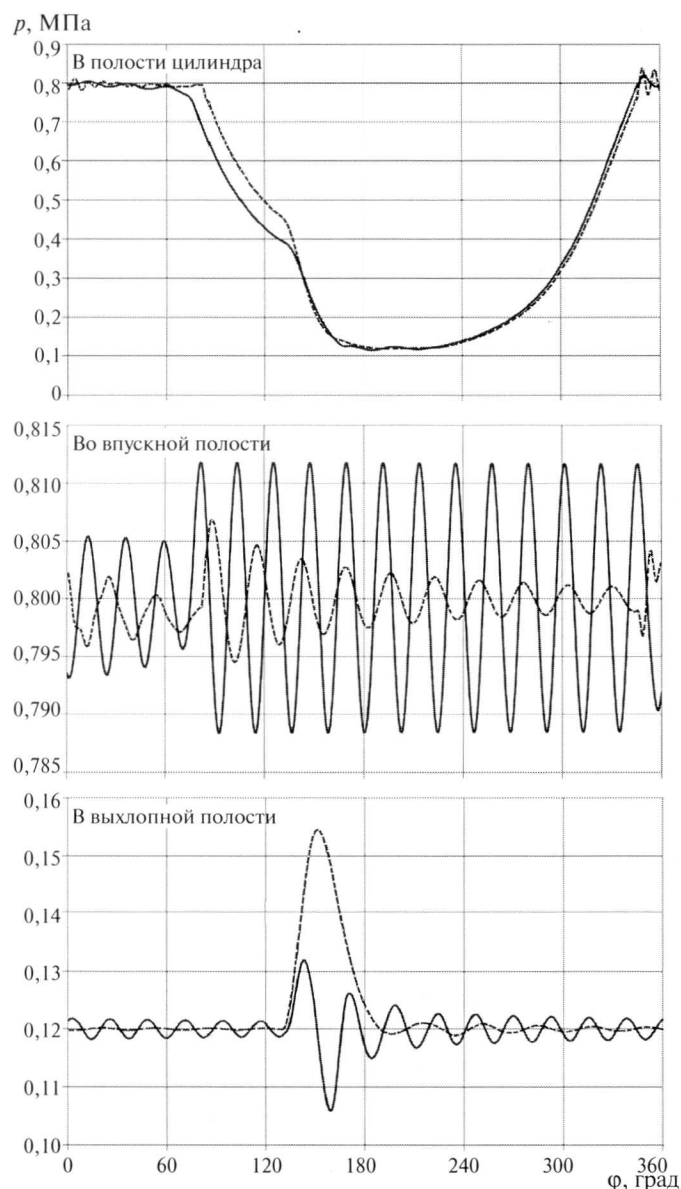


Рис. 2. Текущие параметры газа в рабочих камерах ступени детандера на протяжении третьего расчетного цикла (--- программа МКО; — программа КОМДЕТ)

В выпускной полости в момент начала открытия выхлопных окон ($\varphi_3 = 129^\circ$) и сопутствующего интенсивного натекания газа из цилиндра давление резко возрастает до максимальной величины ($\approx 0,155$ МПа). При объеме выпускной полости $V_{\text{вып.п}} = 3,5V_h$ и частоте вращения вала $n = 500$ об/мин возникающий импульс давления инициирует колебания давления в полости с начальной амплитудой $A = 0,035$ МПа. К моменту начала выхлопа на последующем рабочем цикле колебания давления в выпускной полости плавно затухают, т. е. $A \rightarrow 0$, а давление $p_{\text{вып.п}} = f(\varphi) \rightarrow p_k = 0,12$ МПа = const.

Качественная картина описанных колебаний давления во впускной (выпускной) полости сохраняется и при других геометрических и режимных параметрах ступени детандера. Однако при этом могут существенно изменяться их количественные параметры (амплитуда, частота, номер гармоники), что в итоге положительно или негативно отражается на технико-экономических показателях разрабатываемого детандера.

Текущие значения давления в цилиндре $p_{\text{ц}} = f(\varphi)$, вычисленные по моделям МКО и КОМДЕТ при условии одинаковой продолжительности процесса наполнения, существенно отличаются друг от друга по величине давления p_2 , соответствующего моменту закрытия впускного клапана при $\varphi_2 = 82^\circ$. Причиной этого является принятое в модели МКО допущение, что открытие и закрытие впускных клапанов происходит мгновенно, которое, по существу, предопределяет постоянство сечения щели впускного клапана ($F_{\text{щ max}} = \text{const}$) в процессе наполнения, минимальные газодинамические потери и величину $p_2 \rightarrow p_{\text{н}}$.

В программе КОМДЕТ рассматривается фактическое сечение щели клапана $F_{\text{щ}\varphi}$, которое в процессе наполнения снижается от $F_{\text{щ max}}$ (при $\varphi = 0^\circ$) до $F_{\text{щ}} = 0$ (при $\varphi_2 = 82^\circ$), вследствие чего давление в цилиндре в конце процесса наполнения p_2 из-за роста газодинамического сопротивления впускного клапана становится существенно ниже, чем зафиксированное в программе МКО. Неравенство значений давления в точке двух рабочих циклов при $V_2 = \text{const}$ в наибольшей степени отражается на процессах расширения и сжатия.

Температура газа в цилиндре и во впускной полости меняется идентично давлению. В выхлопной полости в качестве начальной температуры установлено значение 217 К, которое не является равновесным и задано в начальном приближении как средняя температура за процесс выхлопа. Однако к концу третьего цикла в выхлопной полости устанавливается более низкая температура (около 206 К).

Средние значения температуры газа в выхлопной полости, полученные при расчетах по программам МКО и КОМДЕТ, практически совпадают.

Использование программы МКО позволяет получить дополнительную информацию по осредненным по поверхности теплообмена и локальным коэффициентам теплоотдачи в элементах ступени детандера.

На рис. 3 показаны значения мгновенного коэффициента теплоотдачи α_F в течение первого, второго и третьего расчетных циклов. В первом расчетном цикле значение коэффициента теплоотдачи возрастает до момента закрытия впускного клапана ввиду увеличения скорости газового потока на выходе из клапана. После закрытия клапанов значения коэффициента теплоотдачи резко снижаются. Дальнейшее снижение коэффициента теплоотдачи пропорционально снижению плотности газа и происходит без резких градиентов. Всплеск значения наблюдается при 129° в момент начала процесса выхлопа и постепенно снижается вплоть до 180° . После 180° значения коэффициента теплоотдачи начинают возрастать пропорционально текущей плотности газа. При $\varphi = 346^\circ$ значения коэффициента теплоотдачи достигают максимума.

В третьем цикле уровень и характер изменения коэффициента теплоотдачи схожи с теми, что имели место в первом цикле.

Коэффициент теплоотдачи во впускной полости меняется слабо и существенно зависит от колебаний давления и скорости газа во входном патрубке впускной полости (см. рис. 4). Колебания скорости и давления, инициированные в процессе наполнения, продолжают и после закрытия впускного клапана, постепенно затухая к концу цикла.

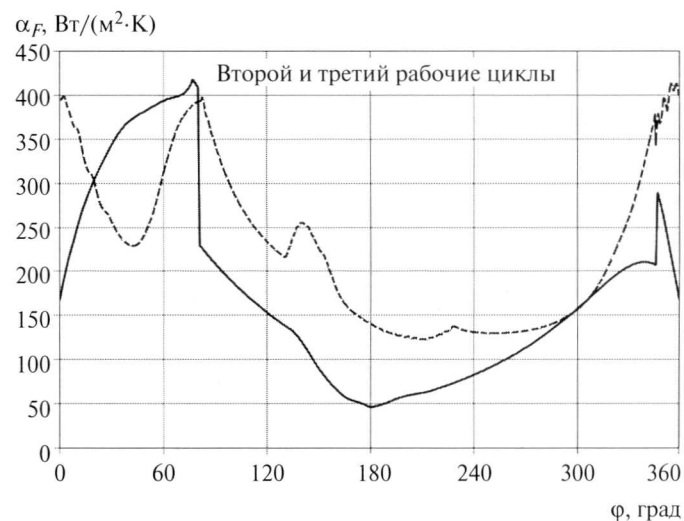
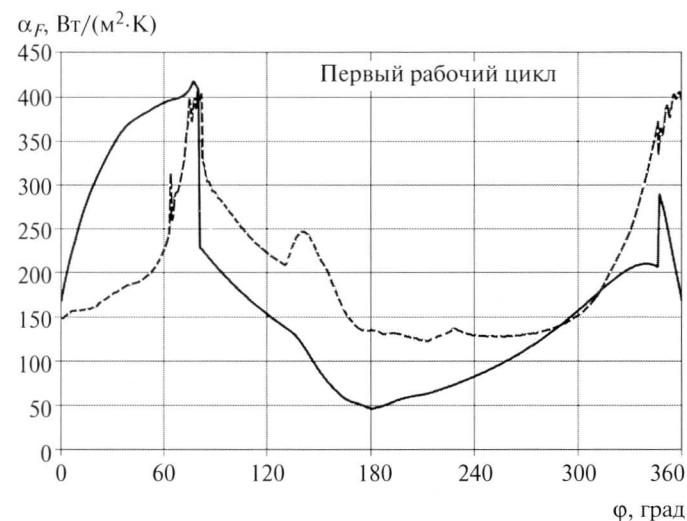


Рис. 3. Мгновенный коэффициент теплоотдачи α_F , осредненный по поверхности цилиндра (--- программа МКО, — программа КОМДЕТ)

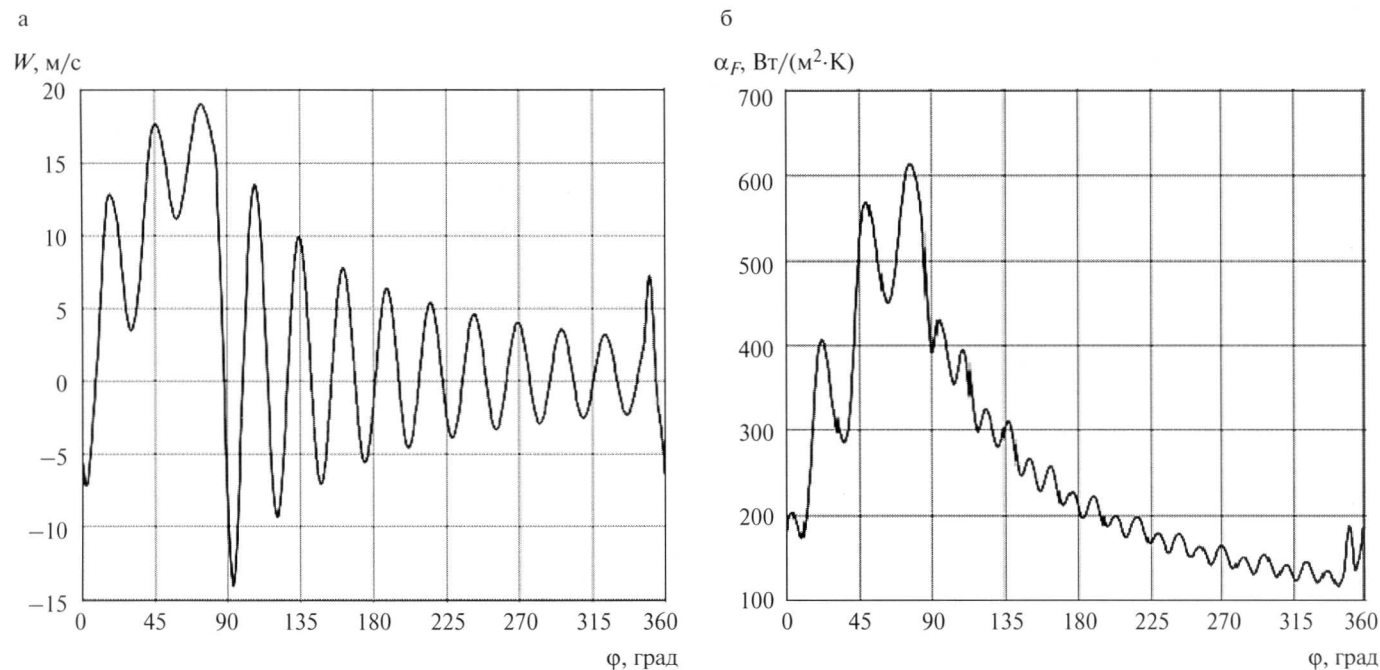


Рис. 4. Текущие параметры, характеризующие теплообмен на входе в детандерную ступень на протяжении третьего расчетного цикла:

а — осевая скорость потока газа во входном патрубке W ;

б — осредненный по поверхности входного патрубка коэффициент теплоотдачи α_F

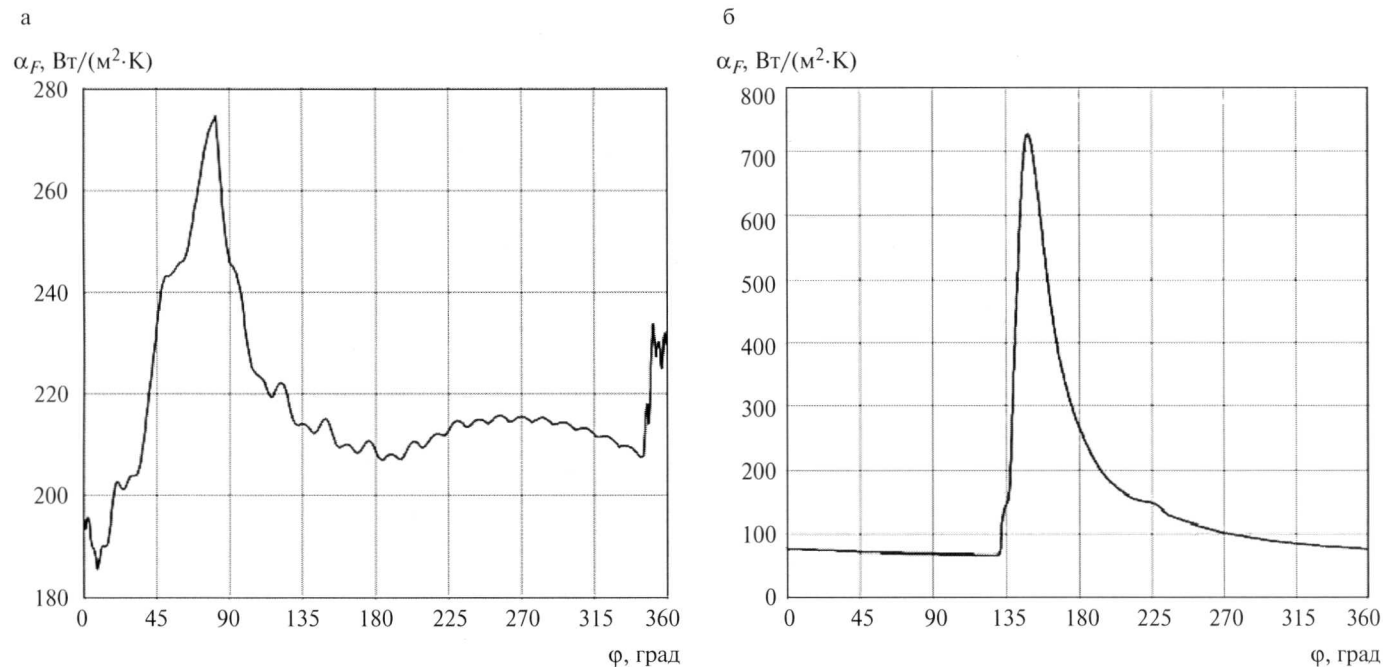


Рис. 5. Средние значения коэффициента теплоотдачи по поверхностям впускной (а) и выхлопной (б) полостей на протяжении третьего расчетного цикла

Выполненные расчеты показали, что колебательные процессы во впускной полости носят нестационарный характер. В самой впускной полости колебательный процесс на протяжении двух циклов только нарастал, а к концу третьего цикла интенсивность колебаний снижается, в то время как во входном патрубке параметры колебаний давления, по результатам трех циклов, оставались посто-

янными (рис. 5). Это говорит о том, что за первые два цикла колебания давления не достигают максимальной амплитуды, т. е. колебательные процессы носят неустойчивый характер.

В выхлопной полости (см. рис. 5, б) в течение рабочего цикла коэффициент теплоотдачи резко возрастает только непосредственно в момент начала выхлопа.

Изменения давления в течение рабочего цикла в этом случае менее значительны, процесс близок к стационарному, а энергия, полученная от возмущающего импульса, успевает рассеяться до повторного возмущения. Вследствие высоких скоростей газа, вытекающего из цилиндра через выхлопные окна, коэффициент теплоотдачи по поверхностям выхлопной полости достаточно велик.

На основании выполненных расчетов можно сделать следующие выводы:

1. Моделирование процессов, протекающих в поршневом детандере, с применением МКО в полной мере позволяет получить распределение основных характеристик рабочего тела и газодинамических параметров в течение рабочего цикла.

2. Метод МКО учитывает демпфирование колебательных процессов за счет сил внутреннего трения, что позволяет более корректно прогнозировать текущие значения параметров газа в рабочих камерах и примыкающих к ним полостях и коммуникациях при произвольно заданных геометрических размерах.

3. Сравнение результатов опыта с результатами аналитических расчетов показало, что качественно и количественно картины расчета процессов, происходящих в прямоточной ступени поршневого детандера, схожи для рассмотренных методов (МКО–КОМДЕТ) и близки к реальным.

4. Использование симуляции процесса в ступени поршневого детандера позволяет исследовать более сложные процессы, протекающие с высокой скоростью, такие как процесс выхлопа и процессы колебаний, протекающих со звуковыми скоростями.

Список литературы

1. Григорьев А. Ю., Прилуцкий И. К. Математическая модель течения газа в рабочей камере поршневого детандера // Вестник МАХ. 2000. № 3.

2. Расширительные машины / К. И. Страхович, И. К. Кондряков, В. И. Епифанова, К. С. Буткевич, В. Н. Новотельнов. — Л.: Машиностроение, 1966.