

УДК 536.2

## Анализ процессов теплообмена в ступени высокооборотного поршневого детандера

*Д-р техн. наук, профессор Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И.*

**Короткая И.П., Корнев В.В., Молодов М.А.,**

*Университет ИТМО*

*191002, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9*

**Галяев П.О.** pavel.galyaev@mail.ru

*ПАО Интелтех*

*197342, Санкт-Петербург, ул. Кантемировская, 8*

**Сназин А.А.**

*ГК НИИХИММАШ*

*199155, Санкт-Петербург, ул. Уральская, дом 19, литер Д, корп.5*

*Статья посвящена анализу современных подходов при оценке интенсивности процессов теплообмена на интегральные показатели ступени поршневых детандеров. Поставленная задача решается расчетным путем на основе апробированной программы КОМДЕТ-М. Объект исследования - малорасходный высокооборотный поршневой детандер, форсированный по частоте вращения вала и средней скорости поршня. Прилегающие к цилиндру впускная и выпускная полости могли задаваться как конечного, так и бесконечного объема. Приведенные результаты показывают, что при отсутствии колебаний в коммуникациях интенсивность теплообмена в первую очередь определяется величиной удельной теплообменной поверхности рабочей камеры и температурой окружающих её стенок. Показано, что в ступени детандера с конечным объемом выпускной полости акустические колебания давления приводят к трансформации каждого из процессов рабочего цикла детандера. По результатам исследования сформулированы выводы, суть которых заключается следующем: существующие расчетные уравнения, описывающие текущие коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ , достаточно корректно описывают влияние теплообмена на интегральные параметры ступени; при колебаниях давления в газовом тракте детандера следует на стадии проектирования обосновать оптимальный объем выпускной полости и геометрические размеры ( $L$  и  $d$ ) выпускного трубопровода, совокупность которых обеспечивает 2-ю гармонику колебаний.*

*Ключевые слова:* поршневой детандер, детандерная ступень, теплообмен, коэффициент теплоотдачи, объем выпускной полости.

---

## Analysis of heat transfer processes in the stage of high-speed reciprocating detander

**Prilutsky I.K., Prilutsky A.I.**

**Korotkaya I.P., Kornev V.V., Molodov M.A.,**

*ITMO University*

*191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9*

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

*PJSC «Inteltech»*

197342, St. Petersburg, Kantemirovskaya St., 8

**Snazin A.A.**

*Group of Companies «LENNIHHIMMASH»*

199155, St. Petersburg, Uralskaya St., house 19, letters D, building 5

*This article describes the current trends in assessing the intensity of heat transfer processes on the integrated parameters of reciprocating detander stages. The problem is solved by means of calculation based on a proven program KOMDET-M. The object of study - high-speed reciprocating detander, forced on shaft speed and average speed of the piston. Adjacent to the cylinder inlet and outlet cavity can be set both finite and infinite volume. These results show that in the absence of oscillations in the intensity of heat exchange communications is primarily determined by the value of the specific heat exchange surface of the chamber and the temperature of its surrounding wall. It is shown that in the final stage with a volume detander outlet cavity acoustic pressure fluctuations lead to the transformation of each process cycle detander. According to research conclusions are formulated, the essence of which is as follows: the existing design equations that describe the current heat transfer coefficients  $\alpha$ , quite correctly describe the effect of heat on the integral parameters stage; pressure variations in the gas path of the detander should be at the design stage to justify the optimal volume of the discharge chamber and the geometric dimensions ( $L$  and  $d$ ) discharge pipe, which provides a set of 2nd harmonic oscillations.*

**Keywords:** reciprocating detander, stage of detander, heat transfer, heat transfer coefficient, the volume of the exhaust cavity.

На современном этапе одной из тенденций дальнейшего развития конструкций поршневых детандеров (ПД) и улучшения их технико-экономических показателей является повышение частоты вращения вала и средней скорости поршня. При этом возникают вопросы, связанные с прогнозированием интенсивности процессов теплообмена и оценкой их влияния на интегральные показатели ступени ПД [1].

Экспериментальное решение подобных задач весьма трудоемко и связано с большими временными и финансовыми затратами. В связи с указанным в настоящей работе авторы сделали попытку решить поставленную задачу расчетным путем, используя программу КОМДЕТ-М [1, 2, 3] апробированную на ряде отечественных фирм и в учебных заведениях при разработке и оптимизации конструкций и рабочих процессов машин объёмного действия на стадии проектирования.

Объект исследования - малорасходный поршневой детандер форсированный по частоте вращения вала. Его технические данные приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Прямоточная одноклапанная ступень детандера ПД-Бауэр-М**

Параметр		Размерность	Исходные параметры ступени ПД заданные при расчетном исследовании
$V_{\text{выхл.п}}$	номинальный	%	200
$d_{\text{вып.тр}} / L_{\text{вып.тр}}$	режим		30 / (0 ... 425)
$D_{\text{ц}}$		мм	50
$S_{\text{п}}$			30
$F_{\text{т.о}}$		м <sup>2</sup> /кг	6,9
$n$		об/мин	3000

Рабочий агент	–	<b>Воздух</b>
$p_n$	МПа	1,3
$p_k$		<b>0,15</b>
$\Pi = p_n / p_k$	–	8,667
$T_n$	К	293
$K_{ст}$	–	0.5
$\rho_n$ (по ид. газу)	кг/м <sup>3</sup>	15,45
$a$	%	<b>22</b>
Клапан впускной с толкателем	–	КНо-40-0.6 ( $h_{кл} = 0,6$ мм, $h_{кл}^* = 0,5$ мм)
Окна выхлопные		Кольцевая канавка (1-2.2-26-1)

Известно [3, 4], что удельная теплообменная поверхность цилиндра машин объёмного действия (детандеры, компрессоры) определяется уравнением

$$F_{т.о} = 2 \cdot (K_p + S_n/D) / (\rho_n \cdot S_n) \text{ [м}^2/\text{кг]} \tag{1}$$

Структура уравнения 1 позволяет прогнозировать следующее:

- при прочих одинаковых условиях интенсивность теплообмена газа со стенками цилиндра должна нарастать по мере уменьшения объёма цилиндра  $V_h = F_n \cdot S_n$  и начальной плотности рабочего вещества  $\rho_n$ ;
- тот же эффект должен наблюдаться по мере увеличения коэффициента оребрения внутренних поверхностей цилиндра  $K_p = F/F^*$ , величина которого в выполненных конструкциях может лежать в диапазоне

$$1 \leq K_p \leq 3. \tag{2}$$

Здесь:  $F = 2F_n + 0.5 \cdot \pi D_{ц} S_n$  – номинальная теплообменная поверхность цилиндра;

$F^* = K_p \cdot F$  – расчетная теплообменная поверхность цилиндра.

С другой стороны, количество теплоты, подводимой к газу за цикл  $Q_{ср.ц}$ , определяется на основе известного уравнения

$$Q_{ср.ц} = \alpha_{ср} \cdot F^* \cdot (T_{ст} - T_{газа}) \cdot \tau_{ц}, \tag{3}$$

зависит от среднего за цикл коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{ср}$  и времени контакта газа с внутренними теплообменными поверхностями цилиндра в течение цикла  $\tau_{ц}$ . Следует отметить, что при правильно сконструированных клапанах скорости газа в щели  $W = f(n) = 20 \div 30$  м/с, а следовательно, и коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ср} = f(W)$  в цилиндре, в первом приближении, можно принять постоянным, в то время как время цикла  $\tau_{ц} = n^{-1}$ . Все указанные факторы учитываются в программе КОМДЕТ-М.

Запланированный численный эксперимент проводился в несколько этапов, сущность и содержание которых излагаются ниже.

**Этап 1. Расчетный анализ процессов теплообмена в ступени детандера с конечным объёмом выпускной полости при  $L_{вып.тр} = 0$**

Заявленные ограничения относятся к ступени детандера, выпускная полость которой имеет объём кратный объёму цилиндра, т.е.  $V_{вып.п} = k \cdot V_h$ , где  $k = 1, 2, 3 \dots$ . Работа ступени детандера в этом случае анализируется при следующих допущениях:

- Давление во впускной полости детандера при  $V_{вп.п} \rightarrow \infty - p_n = f(\varphi) = \text{const}$ ;
- Давление в выпускной полости с объёмом  $V_{вып.п} = 2 \cdot V_n$  и  $d_{патр} = 30$  мм -  $p_k = f(\varphi)$ ;
- Длина выпускного трубопровода  $L_{вып.тр} = 0$ ;
- Колебания давления в магистрали за детандером отсутствуют -  $p_k^* = f(\varphi) = \text{const}$ .

Целью первого этапа является изучение степени изменения текущих и интегральных параметров ступени детандера в случае ввода в программу расчета зависимостей, достаточно приближенно описывающих изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  в течение рабочего цикла.

В программу КОМДЕТ-М заложена критериальная зависимость  $Nu = ARe^X$  [5 - 7], постоянные величины  $A$  и  $X$  которой получены при обработке результатов расчетно-экспериментального исследования тепловых процессов в машинах объёмного действия различных по назначению, конструктивному исполнению, режимным параметрам, условиям смазки, охлаждения и способам регулирования.

При проведении численного эксперимента текущий, средний по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  определялся на основе зависимости

$$\alpha = K_\alpha \cdot \alpha^*, \tag{4}$$

где  $\alpha^*$  - коэффициент теплоотдачи, соответствующий заложенному в программу КОМДЕТ-М уравнению  $Nu = ARe^X$ ;

$K_\alpha = 1 \dots 10$  - коэффициент, позволяющей ступенчато корректировать расчетные значения текущего коэффициента теплоотдачи.

Результаты расчётов, приведенные в табл. 2, позволяют установить влияние неточности задания коэффициента теплоотдачи на протекающие рабочие процессы и количественное изменение интегральных параметров проектируемого детандера.

Таблица 2

**Интегральные параметры ступени ПД в функции от коэффициента  $K_\alpha$   
при отсутствии колебаний давления в выпускном трубопроводе  
(КОД: ПД-Бауэр-3000:  $V_{вп.п} \rightarrow \infty$ ;  $V_{вып.п} = 200\%$ ,  $d_{тр} = 30$  мм,  $L_{вып.тр} = 0$ )**

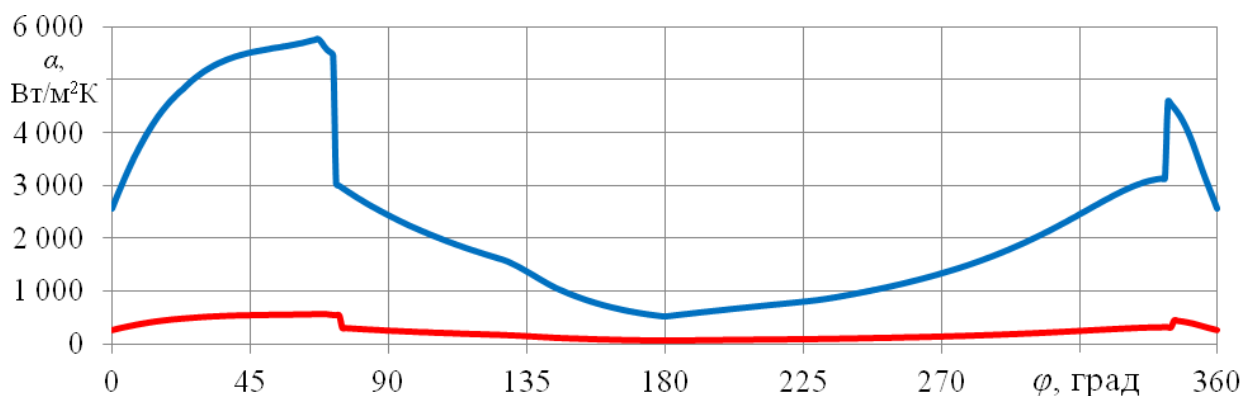
Параметр	Размер-ность	$K_\alpha$					
		1	2	4	6	8	10
$T_{ст}$	К	236,9	236,6	235,8	235,3	234,8	234,2
$C_2$	-	0,4181	0,4146	0,4110	0,4102	0,4066	0,4048
$C_3 = C_5$		0,8303	0,8303	0,8303	0,8303	0,8303	0,8303
$C_6$		0,0201	0,0209	0,0220	0,0232	0,0237	0,0237
$T_1$	К	297,3	298,7	300,4	301,3	301,7	301,7
$T_2$		276,5	275,9	273,7	271,0	269,0	266,9
$T_3$		225,7	224,4	222,0	219,7	217,5	215,6
$T_4$		159,1	159,0	158,6	158,2	157,8	157,4
$T_5$		161,8	162,4	163,3	164,2	165,1	166,0
$T_6$		295,4	297,2	300,1	302,2	303,8	305,0
$Q_{1-2}$ (нп)	Дж	-0,6541	-1,3034	-2,5951	-3,8312	-4,9968	-6,1136
$Q_{2-р}$		-0,06563	-0,1265	-0,2337	-0,3088	-0,3772	-0,4188
$Q_{р-3}$		0,0088	0,0206	0,0522	0,1005	0,1647	0,2421
$Q_{2-3}$ (рш)		-0,05687	-0,1060	-0,1815	<b>-0,2083</b>	<b>-0,2075</b>	-0,1767
$Q_{3-4}$ (выхл)		0,1213	0,2449	0,4961	0,7597	1,0310	1,3072
$Q_{4-5}$ (выт)		0,1507	0,2996	0,5906	0,8781	1,1595	1,4344

$Q_{5-с}$		0,1930	0,3700	0,6798	0,9487	1,1776	1,3717
$Q_{с-6}$		-0,0868	-0,1861	-0,4221	-0,6931	-1,0047	-1,3580
$Q_{5-6}$ (сж)		0,1062	0,1839	0,2577	0,2556	0,1729	0,0137
$Q_{6-1}$ (вп)		-0,09201	-0,1945	-0,4221	-0,6740	-0,9323	-1,1833
$Q_{ц.ср}$		-0,4248	-0,8754	-1,8545	-2,8201	-3,7740	-4,7183
$m$	кг/ч	50,77	50,60	50,61	50,80	51,10	51,58
$N_{инд}$	кВт	1,418	1,400	1,373	1,350	1,330	1,316
$T_k$	К	188,6	187,8	186,1	184,6	183,3	182,0
$\eta_s$	-	0,764	0,770	0,783	0,794	0,804	0,813

На основании приведенных в табл. 2 данных можно сделать следующие выводы:

1. При заданной частоте вращения вала ( $n = 3000$  об/мин) и примерно постоянной скорости газа на входе в цилиндр  $W = const$  **увеличение  $K_\alpha$**  в технически реализуемом диапазоне  $K_\alpha = 1 \dots 4$  **практически не отражается** на температуре стенок цилиндра  $T_{ст}$  и слабо влияет на изменение температур газа в реперных точках рабочего цикла 1 .... 6, но способствует снижению конечной температуры газа за детандером  $T_k$  и повышению изоэнтропного КПД  $\eta_s$  на 1.5 - 2.0 % при практически постоянном массовом расходе газа -  $m$ .

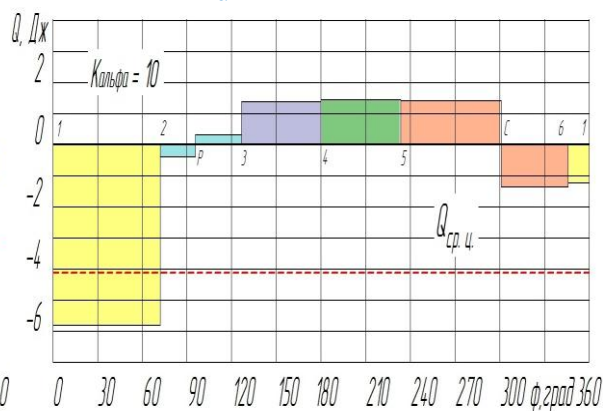
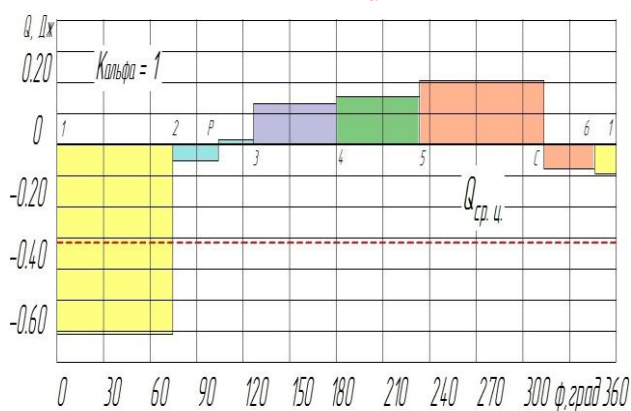
**а**

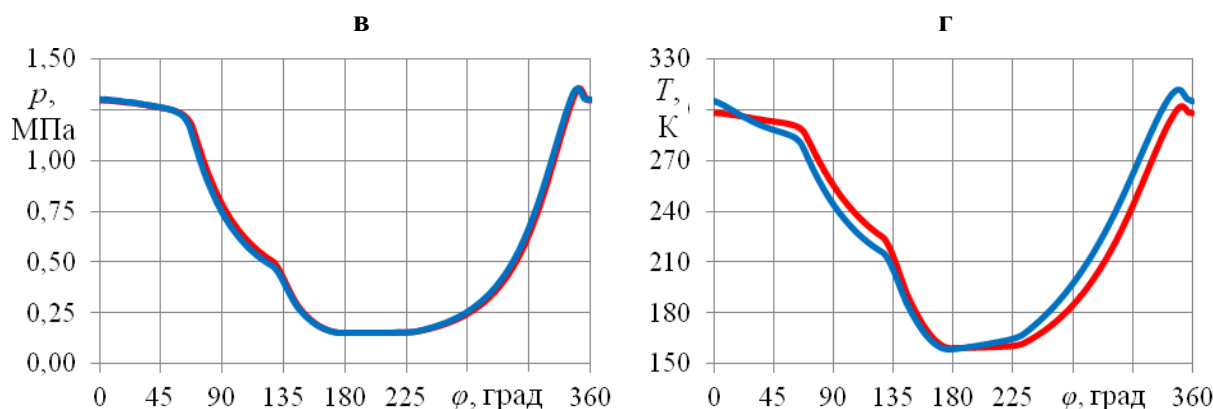


**$K_\alpha = 1$**

**б**

**$K_\alpha = 10$**





**Рис. 1. Текущие параметры ступени *верного* детандера ПД-Бауэр-3000 при задании различного уровня коэффициента теплоотдачи в рабочей камере (КОД: ПД-Бауэр-3000;  $D_{ц} = 50$  мм,  $S_{ц} = 30$  мм,  $n = 3000$  об/мин,  $P_6 = 0.25$  т)**

—  $K_{\alpha} = 1$                       —  $K_{\alpha} = 10$

2. Количество теплоты, отводимой (подводимой) на каждом участке рабочего цикла  $Q_{I-J}$  нарастает по мере увеличения  $K_{\alpha}$ . Исключение составляют процессы сжатия и расширения, в которых при  $K_{\alpha} = 4 - 6$  наблюдаются максимальные значения  $Q_{I-J}$ .

3. Средние за цикл значения отведенной теплоты  $Q_{ц,ср}$  пропорциональны  $K_{\alpha}$ .

Дополнительная информация о зависимости текущих параметров ступени от величины  $K_{\alpha}$ , представлена в графической форме на рис. 1. Степень изменения текущих параметров на приведенных графиках демонстрируется путем совмещения индикаторных и температурных диаграмм при крайних значениях коэффициента  $K_{\alpha}$  в диапазоне  $1 \leq K_{\alpha} \leq 10$ . Анализ полученных графических зависимостей показывает, что изменение коэффициента теплоотдачи даже на порядок практически не отражается на индикаторной диаграмме (см. рис. 1, в).

На температурной диаграмме (см. рис. 1, г) отклонения в протекающих рабочих процессах проявляются в большей степени. Отметим некоторые из них:

- В процессе наполнения 1 - 2 температура  $T_{газа} > T_{стенок}$ . Поэтому количество отведенной от газа теплоты  $Q_{1-2}$  нарастает пропорционально  $K_{\alpha}$ , сопровождается ростом  $\Delta T_{1-2} \sim K_{\alpha}$ , и как следствие, снижением температуры до уровня  $T_2 < T_{ц}$ , что приводит к увеличению плотности газа  $\rho_2$  в начале процесса расширения.

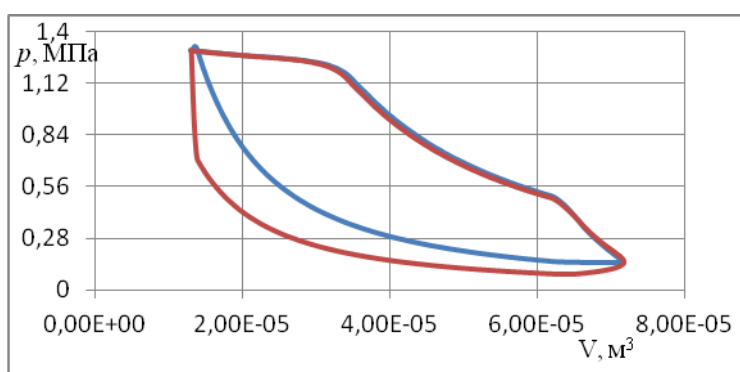
- Выявленное снижение продолжительности процесса наполнения по мере роста плотности газа  $\rho_{1-2}$  объяснимо для детандеров с самодействующими клапанами [8].

Полученные данные показывают, что интенсивность теплообмена в первую очередь определяется величиной удельной теплообменной поверхности рабочей камеры и температуры окружающих её стенок, а заложенная в программу КОМДЕТ эмпирическая зависимость  $Nu = ARe^x$  для расчета среднего по поверхности текущего коэффициента теплоотдачи достаточно корректно отражает влияние теплообмена на текущие и интегральные параметры ступени детандера. Неточность задания коэффициентов теплоотдачи при расчете высокооборотных поршневых детандеров даже в широком диапазоне приводит к погрешностям определения интегральных параметров детандера на уровне 1-3% [12].

**Этап 2. Расчетный анализ процессов теплообмена в ступени детандера с конечным объёмом выпускной полости при акустических колебаниях в выпускном тракте**

В отличие от тракта ступени, исследованной на 1 этапе, новый выпускной тракт детандера содержит выпускную полость  $V_{\text{вып.п}} = 2 \cdot V_h$ , соединенную с выпускным трубопроводом длиной  $50 \leq L_{\text{вып.тр}} \leq 425$  мм через патрубок с диаметром  $d_{\text{тр}} = 30$  мм. При таком сочетании геометрических параметров элементов выпускного тракта в нём возникают акустические колебания давления, соответствующие 2-й гармонике, что приводит к трансформации всех процессов рабочего цикла детандера [9 - 11] и интегральных параметров ступени (см. рис. 2 и 3; табл. 3) в функции от коэффициента  $K_a$ . Проанализируем полученные результаты.

Исходный рабочий цикл (см. рис. 2,  $L_{\text{вып.тр}} = 0$ ) соответствует классической прямоточной одноклапанной ступени с золотником на выхлопе, процесс обратного сжатия в которой теоретически заканчивается при положении поршня в ВМТ. При колебаниях давления в выпускном тракте (вариант  $L_{\text{вып.тр}} > 0$ ,  $a = \text{const}$ ) снижение давления в начале  $p_5$  и конце  $p_6$  процесса сжатия сопровождается возникновением процесса впуска б-1, что коренным образом меняет сочетание рабочих процессов на обратном ходе поршня. В условиях сохранения продолжительности процесса наполнения и примерного постоянства конечной температуры газа за детандером  $T_k$  полученная трансформация индикаторной диаграммы при  $L_{\text{вып.тр}} > 0$  говорит о росте холодопроизводительности детандера.



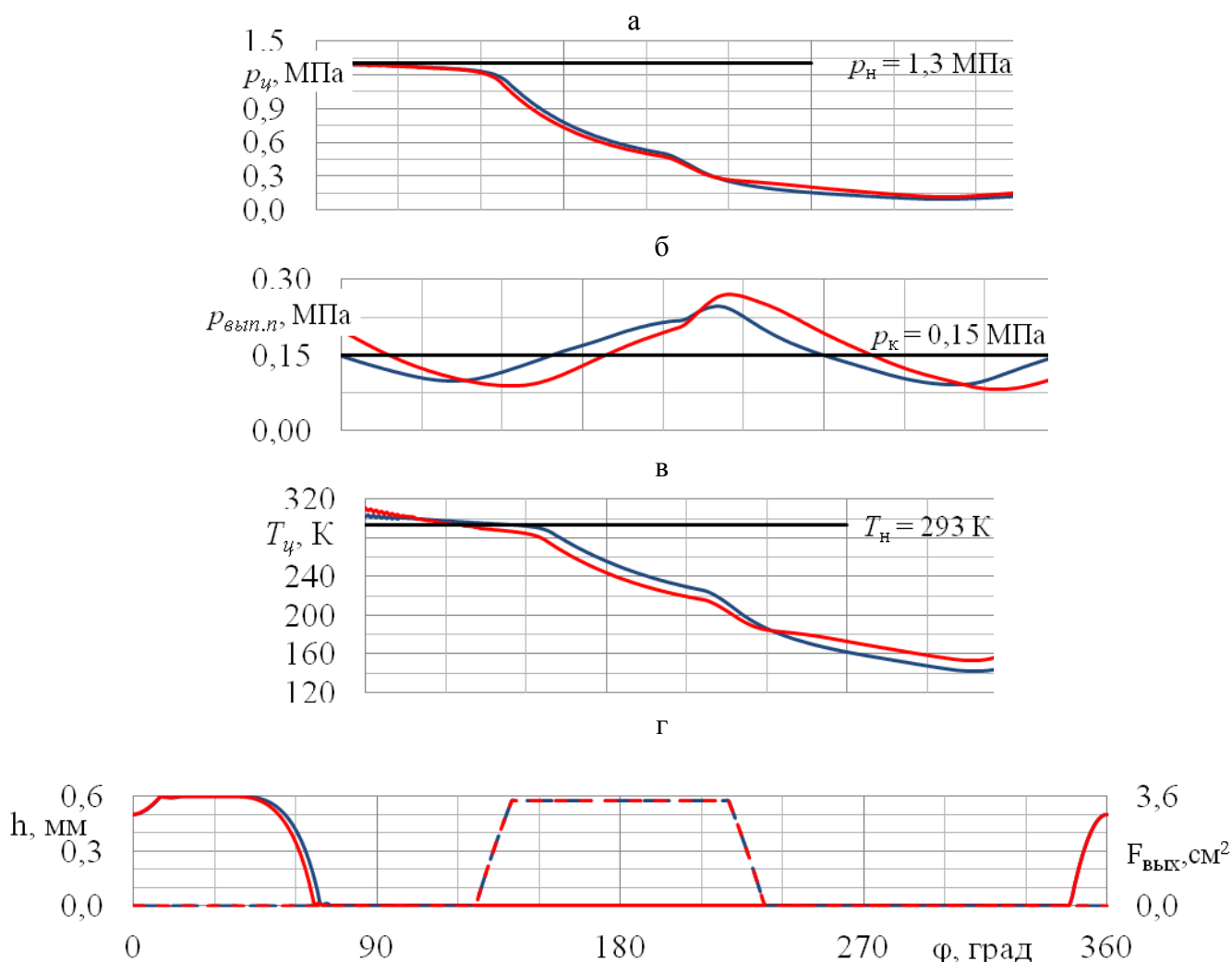
**Рис. 2. Совмещенные рабочие циклы ступени детандера при отсутствии и наличии выпускного трубопровода**

—  $L_{\text{вып.тр}} = 0$       —  $L_{\text{вып.тр}} > 0$

Оценим влияние коэффициента  $K_a$  на работу детандерной ступени при колебаниях давления в выходном тракте. Степень изменения рабочего цикла зависят от формы и интенсивности (амплитуды) колебаний давления в выпускном трубопроводе (см. рис. 3). Приведенные результаты свидетельствуют, что при заданной геометрии выпускного тракта ( $V_{\text{вып.п}} = 2V_h$ ,  $L_{\text{вып.тр}} = 425$  мм,  $d_{\text{вып.тр}} = 30$  мм) и коэффициенте  $K_a = 1$  на выходе детандера возникают акустические колебания со 2-й гармоникой, при которых в момент закрытия выпускных окон (точка 5 рабочего цикла) давление  $p_5$  и температура  $T_5$  в цилиндре и выпускном тракте достигают минимальных значений. При коэффициенте  $K_a = 10$  (рис. 3, б-в) возрастает амплитуда колебаний  $p$  и  $T$  в выпускном трубопроводе (это плюс), но минимальные значения функций  $p_{\text{вып.п}} = f(\varphi)$  и  $T_{\text{вып.п}} = f(\varphi)$  достигаются только после закрытия выпускных окон (это минус), что нетрудно видеть при сопоставлении, например, динамики изменения сечения выпускных окон  $F_{\text{вых}}$  (рис. 3-г, ---).

Количественное изменение интересующих исследователя интегральных параметров ступени детандера целесообразно анализировать на основе цифровой информации, получаемой из программы

КОМДЕТ-М по окончании проводимого численного эксперимента. В таблице 3 представлены фрагменты выходной информации программы КОМДЕТ-М в цифровой форме, характеризующие зависимость интегральных параметров детандера при 2-й гармонике колебаний давления и температуры газа в выпускном тракте, в функции от коэффициента  $K_\alpha$ .



**Рис. 3. Параметры ПДНД-3000 при колебаниях давления в выпускном тракте**

**ПД-Бауэр- $L_{вып}$ :  $V_{вып.п} = 200\%$ ,  $d_{тр} = 30$  мм,  $L_{вып.тр} = 425$  мм,  $N_{2арм} = 2$**

**—  $K_\alpha = 1$       —  $K_\alpha = 10$**

При выполнении численного эксперимента соблюдались следующие условия:

- Конструкции детандера и параметры рабочего режима (см. табл. 1) - неизменны.
- Расчетный анализ выполнен с учетом реальности рабочего вещества (ВОЗДУХ).

По результатам, представленным в табл. 3, можно сделать следующие выводы:

1. При изменении схемы (типа) ступени, размеров цилиндра и связанных с ним через органы газораспределения прилегающих полостей и трубопроводов в выпускном тракте поршневого детандера возникают колебательные процессы, частоту и амплитуду которых можно «оптимизировать», преследуя, в частности, цель повышения производительности и эффективности детандера [10].



Таблица 3

**Интегральные параметры ступени ПД в функции от коэффициента  $K_a$   
при колебаниях давления и температуры газа в выпускном тракте**  
**КОД: ПД-Бауэр- $L_{\text{вып}}-2$ :  $V_{\text{вп.п}} \rightarrow \infty$ ;  $V_{\text{вып.п}} = 200$  %,  $d_{\text{тр}} = 30$  мм,  $L_{\text{вып.п}} = 425$  мм,  $N_{\text{зарм}} = 2$**

Параметр	Размерность	$K_a$					
		1	2	4	6	8	10
$T_{\text{ст}}$	К	230,5	233,0	232,6	234,0	237,6	236,8
$C_2$	-	0,3995	0,3907	0,3907	0,3819	0,3819	0,3731
$C_{3(5)} / C_6$		0,8328 / 0.0153					
$p_1$	МПа	1.280	1.282	1.281	1.315	1.314	1.314
$p_2$		1.082	1.096	1.080	1.093	1.087	1.089
$p_3$		0.506	0.502	0.494	0.489	0.487	0.478
$p_4$		0.157	0.176	0.175	0.186	0.208	0.205
$p_5$		<b>0.100</b>	0.106	0.107	0.111	0.121	<b>0.120</b>
$p_6$		<b>0.815</b>	0.874	0.892	0.938	1.025	1.020
$T_1$	К	301,7	302,3	304,9	308,9	310,0	310,9
$T_2$		281,5	281,5	278,6	277,8	276,0	274,3
$T_3$		225,9	224,4	221,7	219,6	218,5	215,9
$T_4$		161,7	166,6	165,7	168,1	173,6	172,4
$T_5$		<b>142,6</b>	145,3	146,4	148,8	153,5	<b>154,1</b>
$T_6$		262,9	270,5	276,5	284,0	293,9	296,0
$\rho_2$	кг/м <sup>3</sup>	13.276	13.452	13.401	13.579	13.607	13.720
$\rho_3$		7.818	7.808	7.779	7.769	7.785	7.735
$\rho_5$		2.470	2.572	2.567	5.626	2.770	2.740
$Q_{1-2}$ (нп)	Дж	<b>- 0,6541</b>	- 1,3864	- 2,7675	- 3,9464	- 4,8849	<b>- 5,9630</b>
$Q_{2-p}$		- 0,06563	- 0,1835	- 0,3237	- 0,4244	- 0,4265	- 0,4936
$Q_{p-3}$		0,00880	0,0097	0,0307	0,0816	0,1892	0,2883
$Q_{2-3}$ (рш)		- 0,05687	- 0,1738	- 0,2930	<b>- 0,3428</b>	- 0,2373	- 0,2053
$Q_{3-4}$ (ВЫХЛ)		0,1213	0,2116	0,4463	0,7082	1,0255	1,3018
$Q_{4-5}$ (ВЫТ)		0,1507	0,2817	0,5605	0,8544	1,1810	1,4606
$Q_{5-c}$		0,1930	0,4292	0,7913	1,1213	1,4409	1,6741
$Q_{c-6}$		-0,0868	- 0,0644	- 0,1767	- 0,3489	-0,6153	- 0,8687
$Q_{5-6}$ (сж)		0,1062	0,3647	0,6146	0,7724	<b>0,8256</b>	0,8054
$Q_{6-1}$ (вп)		- 0,09201	- 0,1415	- 0,3061	- 0,4850	- 0,6783	- 0,8745
$Q_{\text{ц.ср}}$		- 0,4839	- 0,8396	- 1,7453	- 2,4393	- 2,7684	- 4,4749
$M_2$		грамм	0.4845	0.4839	0.4821	0.4815	0.4825
$M_3$	0.4848		0.4842	0.4824	0.4818	0.4828	0.4797
$M_5$	0.1523		0.1586	0.1582	0.1619	0.1708	0.1689
$\Delta M_{3-5}$	0.3325		0.3256	0.3242	0.3199	0.3120	0.3108
$m$	кг/ч	<b>59,858</b>	58,615	58,347	57,579	56,157	<b>55,932</b>
$m_{\text{НОМ}}$		50.335					
$m / m_{\text{НОМ}}$	-	<b>1.189</b>	1.164	1.159	1.144	1.115	<b>1.111</b>
$N_{\text{инд}}$	кВт	1,779	1,720	1,684	1,629	1,543	1,517
$T_{\text{к}}$	К	<b>182.3</b>	182.1	181.4	181.0	181.8	<b>180.6</b>

$T_{\text{ср.вых.ц}}$		180.7	180.7	179.3	178.9	180.2	178.8
$T_{\text{ср.вып.п}}$		175,2	174,0	173,2	172,5	173,2	171,9
$\eta_s$	-	<b>0,811</b>	0,813	0,820	0,821	0,815	<b>0,824</b>

**Примечание:**  $m_{\text{ном}}$  - расход газа при  $K_a = 1$  без колебаний давления в выпускном тракте ПД

2. Дискретное увеличение коэффициента  $K_a$  приводит к незначительному росту средней по поверхности температуры стенок цилиндра  $T_{\text{ст}}$  и сопровождается снижением продолжительности процесса наполнения ( $C_2 \downarrow$  от 0.3995 до 0.3731), что ведет к снижению расхода газа через детандер  $m = f(K_a \rightarrow C_2)$  [кг/ч]. Однако этот негативный фактор компенсируется увеличением плотности газа  $\rho_2 = f(K_a)$ . Действительно, по мере увеличения коэффициента  $K_a$  наблюдается существенное снижение температуры газа в конце процесса наполнения  $T_2$  и соответствующее увеличение его плотности  $\rho_2 \uparrow \sim 1/T_2 \downarrow$ , вследствие чего масса газа в цилиндре в начале процесса расширения  $M_2 = f(K_a)$  остается практически постоянной.

3. При фиксированном объеме цилиндра  $V_5$  в момент закрытия выхлопных окон по мере увеличения коэффициента  $K_a$  возрастают давление  $p_5$  (в 1.2 раза) и температура  $T_5$  (в 1.08 раза); в конечном итоге это приводит к увеличению плотности  $\rho_5$  и массы газа  $M_5$  на 11 %, к снижению величины  $\Delta M_{3,5} = f(K_a)$  и массового расхода газа через детандер  $m$ .

Таким образом, приращение расхода газа  $m$  на выходе детандера при организации акустических колебаний в выпускном тракте с заданной частотой и амплитудой должно снижаться по мере увеличения коэффициента  $K_a$ , что объясняется ростом массы газа в цилиндре  $M_5 = f(\rho_5)$  пропорционально величине коэффициента  $K_a$ . При прочих одинаковых условиях максимальный массовый расход газа через детандер соответствует величине  $K_a = 1$ .

Основные результаты работы сведены в табл. 4.

Таблица 4

**Сводная таблица результатов численного эксперимента**

**Объект исследования:** ПД-Бауэр- $L_{\text{вып.п}}$ -№ ( $V_{\text{вып.п}} \rightarrow \infty$ ;  $V_{\text{вып.п}} = 200\%$ ,  $d_{\text{тр}} = 30$  мм)

Параметр	Размерность	$L_{\text{вып. тр}} = 0$		$L_{\text{вып. тр}} = 425$ мм, $N_{\text{г.г.рм}} = 2$	
		$K_a = 1$	$K_a = 4$	$K_a = 1$	$K_a = 4$
$m$	кг/ч	50,77	50,61	<b>59,858</b>	58,347
$N_{\text{инд}}$	кВт	1,418	1,373	1,779	1,684
$T_{\text{к}}$	К	188,6	186,1	182,3	181,4
$\eta_s$	-	0,764	0,783	0,811	0,820

Подводя итоги выполненного исследования, отметим следующее:

1. Ввод в программы расчета зависимостей, приближенно описывающих текущие коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ , оправдан, поскольку возможные погрешности не существенно влияют на интегральные параметры ступени.

2. В конструктивно выполнимом диапазоне  $K_a \leq 4$  выигрыш от интенсификации процессов теплообмена ( $\downarrow T_{\text{к}}$  и  $\uparrow \eta_s$ ) не превышает 1 %.

3. Оптимальные геометрические размеры элементов ступени и выпускного тракта должны соответствовать 2-й форме акустических колебаний при  $K_a = 1$ .

## Список литературы

1. Прилуцкий И.К., Иванов Д.Н., Молодов М.А. Использование прикладной программы КОМДЕТ при изучении курса «Машины низкотемпературной техники». Доклад на международном семинаре «Адаптация магистерских программ вузов России и ближнего зарубежья к требованиям болонского процесса. Опыт реализации проектов TEMPUS». Россия, Москва, Рубцовская наб. 2/18. УЛК МГТУ им. Н.Э. Баумана. 8 ноября 2012 г.
2. Макарова Т.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. Особенности работы передней и задней полостей ступени компрессора с поршнем двойного действия. Материалы 4-й МНТК «Техника и технология современных нефтехимических и нефтегазовых производств». ФГБОУ высшего профессионального образования, ОмГТУ, 29-30.04.2014. – с. 107 – 109.
3. Прилуцкий И.К. Метод определения локальных текущих коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объёмного действия. Ж. Технические газы, №4, 2013. – с. 19 – 26
4. Будневич С.С., Акулов Л.А., Борзенко Е.И. Расчет криогенных установок. – Л.: Машиностроение, 1979. – 720 с.
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  $h-t$  координатах. Компрессорная техника и пневматика. № 1, 2009. – с. 14 – 18.
5. 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.
6. Сназин А.А., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К., Ворошилов И.В. Анализ эффективности работы поршневого детандера при переменной продолжительности процесса наполнения. Вестник МАХ, Выпуск 1, 2014. - с. 68-73
7. Прилуцкий А.И., Молодов М.А., Борзенко Е.И., Прилуцкий И.К. Работа поршневого парожидкостного детандера при колебаниях давления в выхлопном тракте. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2012. – с. 129–142
8. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты. Под ред. А. М. Архарова и И. К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ, 2011. – 582 с.
9. Архаров А.М. Криогенные системы. Том 2. М.: Машиностроение, 1999 – 720 с.
10. Акулов Л.А. и др. Теплофизические свойства криопродуктов: Учебное пособие. – СПб.: Политехника, 2001, 243 с.
11. Арсеньев И.А., Иванов Д.Н., Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К., Рыжков А.А. Учет реальных свойств рабочих веществ при моделировании процессов, протекающих в ступенях машин объёмного действия. Известия СПбГУНиПТ, №1, 2009. – с. 35 – 42
12. Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б. Криогенные машины. Учебное пособие для ВУЗов. – СПб.: Политехника, 1991