

УДК 621.56/59 + 621.785.92

Газовый поршневой детандер низкого давления

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

Молодов М.А., Прилуцкий А.А., Шевцова А.И.

Университет ИТМО

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

Приводится информация о предварительной проработке конструкции поршневого детандера на стандартной оппозитной базе форсированной по частоте вращения вала. В конструкции детандера предусмотрено использование оригинальной системы газораспределения, основанной на использовании нормально-открытых самодействующих клапанов обеспечивающих возможность эффективной работы детандера в широком диапазоне режимных параметров. Суть работы - расчетно-теоретический анализ и оптимизация конструкции газового поршневого детандера низкого давления, предназначенного для установок утилизации энергии сжатого природного газа, в качестве экологически чистого источника холода и выработки электроэнергии.

Ключевые слова: математическая модель, ступень с поршнем двойного действия, клапан, динамика, уплотнение, износ, методика расчета, анализ, оптимизация, рекомендации.

Low pressure gas piston expander

D.Sc. Prilutskiy I.K., Arsenyev I.A., Molodov M.A.,

Prilutskiy A.A., Shevtsova A.I.

ITMO University

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

Information about preliminary design of piston expander working on typical opposite base forced by shaft speed is quoted. Expander design is provided with original system of gas distribution, based on usage of normally open automatic valves allowing possibility of efficient expander work in wide range of performance parameters. Core of this research is theoretical-design analysis and construction optimization of low pressure gas piston expander, aimed for compressed nature gas energy utilization units as ecologically clean source of cold and electric power.

Keywords: mathematical model, double acting piston stage, valve, dynamics, sealing, runout, design methods, analysis, optimization, recommendations.

Введение

Поршневые компрессоры и детандеры [1, 2, 10-14] широко применяются в низкотемпературных установках, предназначенных для охлаждения и термостатирования, а также в установках ожижения газов. Однако следует указать, что в большинстве случаев это устаревшие как в техническом, так и в моральном плане агрегаты. На сегодняшний день наиболее перспективным направлением применения детандерной технологии считается создание детандер-генераторных агрегатов и внедрение их на газораспределительных станциях (ГРС) и газораспределительных пунктах (ГРП).

По разным оценкам суммарная мощность детандерных агрегатов в России и СНГ оценивается в 5000–8000 МВт и соответствует загрузке энергомашиностроительных предприятий на многие годы. Срок окупаемости новых проектов – от 3 до 5 лет. Для потребителей – это производство относительно дешевой, экологически чистой электроэнергии на собственные нужды. Кроме того, это экономия природного газа, который можно отправлять на экспорт.

Еще одним большим преимуществом использования на ГРС детандер-генераторных агрегатов является получение сжиженного природного газа (СПГ). В настоящее время природный газ используется в качестве

энергоносителя на крупных промышленных предприятиях, как сырье в химической промышленности, при снабжении населения и промышленных объектов экологически чистым топливом. По оценкам ВНИИпромгаза, около 50% населенных пунктов, нуждающихся в газификации, экономически целесообразно обеспечивать газовым топливом в виде СПГ.

В настоящей работе рассматриваются вопросы, связанные с разработкой и оптимизацией конструкции поршневого детандера [3, 16], выполненного на серийной оппозитной базе 2М2.5-(80 ÷ 110)-1500 с номинальным усилием по рядам 2.5 тонны производства Краснодарского компрессорного завода.

1. Конструкция детандера

Исследуемый детандер спроектирован на 2-х рядной оппозитной базе с допустимым газовым усилием по рядам не более 2,5 т. В каждом из рядов расположены конструктивно одинаковые детандерные ступени, содержащие дисковые поршни двойного действия с диаметром 160 мм.

При ходе поршня 80 мм и частоте вращения вала 1500 об/мин средняя скорости поршня не превышает рекомендуемых значений и равна 4 м/с, что благоприятно отражается на удельной металлоемкости детандера.

Система газораспределения – двухклапанная, с золотником на выхлопе. На впуске и выпуске каждой полости установлены по 2 самодействующих нормально-открытых клапана с тремя концентрично расположенными кольцевыми пластинами. Клапаны конструктивно одинаковы и отличаются лишь предварительным натягом клапанных пружин. Для обеспечения идентичности рабочих циклов в передней (А) и задней (Б) полостях детандерной ступени предварительный натяг пружин впускного клапана в полости Б задается меньшим по сравнению с полостью А. На выхлопе предусмотрена системы окон, представляющих собой две кольцевые проточки высотой 3,5 мм с шагом между ними 5,5 мм, расположенные на определенном расстоянии от верхней мертвой точки (ВМТ).

Ниже приведены основные режимные параметры агрегата:

- рабочее вещество	Метан
- массовый расход номинальный - 2·(А + Б)	1800 кг/ч
- номинальное давление на впуске	1.3 МПа
- номинальное давление на выпуске	0.3 МПа
- температура газа на входе	303 К
- температура газа на выходе	225 К
- индикаторная мощность 2·(А + Б)	82 кВт

2. Расчетно-теоретический анализ

Расчетно-теоретический анализ, результаты которого представлены в настоящей работе, базируется на математической модели и программе расчета рабочих процессов в элементах ступеней **КОМ**прессоров и **ДЕТ**андеров – «**КОМДЕТ**». Основу модели составляют фундаментальные уравнения термодинамики тела переменной массы [4 - 8, 15] в сочетании с комплексным натурным экспериментом, направленным на исследование газодинамических, механических, тепловых и массообменных процессов в ступенях машин объемного действия (МОД).

2.1. Сравнение основных параметров детандерной ступени при работе на разных газах [9]

Разработанный детандер - многоцелевой. Поэтому на первом этапе был выполнен расчетный анализ работы детандера на различных газах, в ходе которого были найдены оптимальные параметры ступеней детандера при работе на воздухе и метане. На рис. 1 и 2 приведены соответствующие рабочие циклы для передней (А) и задней (Б) полостей, а в табл. 1 представлены основные интегральные параметры детандера.

Анализируя полученные результаты, отметим, что при смене рабочего вещества (метан → воздух) уменьшается продолжительность процесса наполнения цилиндра свежим газом ($C_2 \downarrow$), что отражается и на последующих процессах. Причиной изменений рабочих процессов в течении отдельного цикла является различие в плотности газа ρ , величина которой при прочих равных условиях зависит от газовой постоянной R рабочего вещества: $R_{\text{возд}} = 287,1$ Дж/(кгК) и $R_{\text{СН}_4} = 519$ Дж/(кгК), т.е. $\rho_{\text{возд}} > \rho_{\text{СН}_4}$. Вследствие этого при работе на МЕТАНЕ текущее газодинамическое сопротивление ($\Delta p_{\text{кл.ф}} \sim \rho$) впускного клапана с заданными конструктивными параметрами снижается, в то время как перепад давлений на клапане в момент его закрытия Δp_2 , зависящий от натяга и жесткости клапанных пружин, остается постоянным. Поэтому в ступенях с самодействующими клапанами величина C_2 снижается пропорционально плотности рабочего вещества, что

приводит к уменьшению количества газа, поступающего в цилиндр за цикл, и мощности (индикаторной) передаваемой на подвижный поршень ступени.

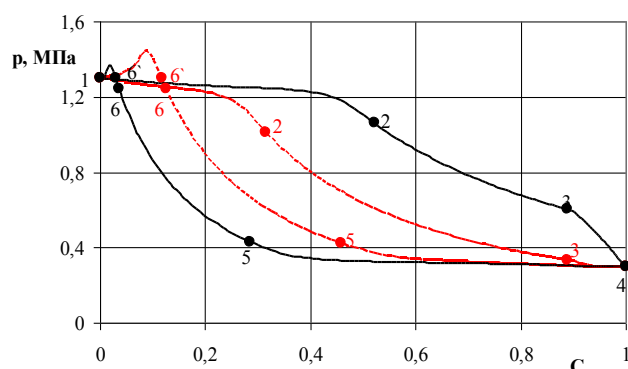


Рис. 1. Индикаторная диаграмма в полости А ступени детандера при работе на воздухе (-----) и на метане (————)

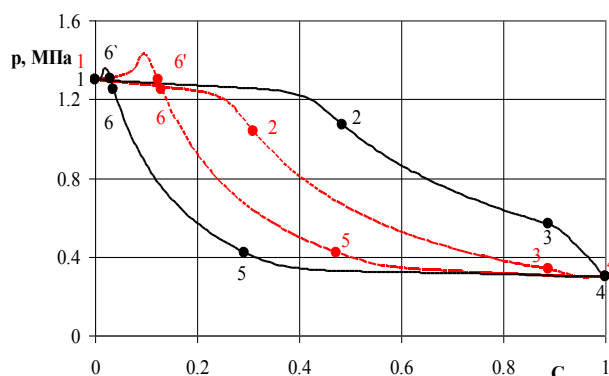


Рис. 2. Индикаторная диаграмма в полости Б ступени детандера при работе на воздухе (-----) и на метане (————)

Таблица 1

Интегральные параметры ступени детандера при работе на различных газах

Параметр	Ед. изм.	Полость А		Полость Б	
		Метан	Воздух	Метан	Воздух
Массовый расход m_1	кг/ч	476,6	255,7	426,5	241,0
Конечная температура газа T_k	К	224,8	204,7	222,9	204,2
Температурный КПД η_t	-	0,816	0,935	0,836	0,939
Изоэнтروпный КПД η_s	-	0,853	0,940	0,853	0,945
Индикаторная мощность $N_{инд.1}$	кВт	21,35	6,31	19,61	6,06
Энтальпия начальная h_n	кДж	1195,30	537,05	1195,30	537,05
Энтальпия конечная в изоэнтропном процессе $h_{к.с}$		1005,05	433,67	1005,05	433,67
Энтальпия конечная h_k		1033,04	439,83	1033,04	439,40
Относительный ход поршня:	-				
C_2 - в точке 2		0,5210	0,3142	0,4852	0,3090
C_3 - в точке 3		0,8879	0,8879	0,8876	0,8876
C_5 - в точке 5		0,2841	0,4591	0,2919	0,4729
C_6 - в точке 6		0,0362	0,1257	0,0357	0,1302
Максимальные скорости посадки пластин на седло:	м/с				
$W_{с. вп.}$ - впускного клапана		0,697	0,932	0,731	0,878
$W_{с. вып.}$ - выпускного клапана		0,487	0,587	0,444	0,599
Угол, при котором $p = p_k$	град	174	162	356	349
Относительный ход поршня, при котором $p = p_k$	-	0,999	0,980	0,999	0,989

Примечание: индекс «1» соответствует одному рабочему цилиндру детандера

При переходе с МЕТАНА на ВОЗДУХ даже при сохранении продолжительности процесса наполнения существенно изменяется характер процессов расширения и выхлопа. Из-за различий в показателях адиабаты ($\kappa = 1.3$ - МЕТАН и $\kappa = 1.4$ - ВОЗДУХ) при работе на ВОЗДУХЕ давление в цилиндре в конце процесса выхлопа p_4 становится равным давлению газа за детандером $p_k = 0,3$ МПа до момента прихода поршня в НМТ, что приводит к «подсосу» газа из выпускной полости в цилиндр и негативно отражается на эффективности работы детандера.

Исходя из этого, при выполнении настоящей работы ставилась задача оптимизации органов газораспределения ступени детандера, работающего на различных газах, за счет технически обоснованных конструктивных решений, не влекущих за собой изменения геометрических параметров полостей А и Б ступени и габаритных размеров установленных в них органов газораспределения - самодействующих клапанов.

Наиболее рациональным в свете поставленной задачи является:

1. Изменение натяга клапанных пружин h_0 за счет установки под них регулировочных проставок, толщина которых должна соответствовать требуемому изменению h_0 на величину Δh_0 . Изменение натяга пружин впускных и выпускных клапанов приводит к пропорциональному изменению продолжительности процессов наполнения и вытеснения, что отражается и на других процессах рабочего цикла ступени.

2. Изменение положения верхней кромки выхлопных окон относительно ВМТ путем установки под опорный фланец цилиндра набора прокладок, суммарная толщина которых должна соответствовать работе детандера на определенном газе и гарантировать окончание процесса выхлопа ($p_4 = p_k$) в момент прихода поршня в НМТ.

3. Изменение величины линейного мертвого пространства ступени $\Delta S_{\text{лин}}$ за счет установки между цилиндром и крышкой ступени детандера сменных прокладок, расчетная толщина которых выбирается из условия окончания процесса обратного сжатия газа в ступени в момент прихода поршня в ВМТ.

Применение указанного комплекса регулировочных элементов не отражается на конструкции детандерной ступени в целом и, как следует из приведенных рис. 3 и 4, позволяет обеспечить идентичность рабочих циклов в передней (А) и задней (Б) полостях ступени при работе на различных газах.

В табл. 2 и 3 представлены основные интегральные параметры ступени детандера с поршнем двойного действия, работающей на номинальном и на не расчетных режимах при различных величинах предварительных натягов пружин впускного ($h_{0, \text{вп.кл}}$) и выпускных ($h_{0, \text{вып.кл}}$) клапанов.

В качестве критерия идентичности рабочих циклов в полостях А и Б ступени примем примерное равенство конечных температур газа $T_{к(А \text{ и } Б)}$. В соответствии с приведенными в табл. 2 и 3 данными при работе детандера на номинальном режиме $T_{к.А} \approx T_{к.Б} = (212...210) \text{ К}$ при натягах пружин:

$$(h_{0, \text{вп.кл}}/h_{0, \text{вып.кл}})_{\text{пол.А}} = 3.0/1.8 \text{ мм} \quad \text{и} \quad (h_{0, \text{вп.кл}}/h_{0, \text{вып.кл}})_{\text{пол.Б}} = 2.4/1.6 \text{ мм}$$

Таблица 2

Интегральные параметры ступени детандера (полость А) при различной величине предварительного натяга пружин впускного ($h_{0, \text{вп.кл}}$) и выпускного ($h_{0, \text{вып.кл}}$) клапанов, рабочее вещество – ВОЗДУХ

Параметр	Ед. изм.	$h_{0, \text{вп.кл.}}$ мм				
		2,0	3,0 (номинальный режим)			4,0
Натяг пружин выпускных клапанов $h_{0, \text{вып.кл.}}$	мм	0,76	1,5	1,8 (НОМ)	2,0	2,0
Массовый расход m_1	кг/ч	255,73	746,87	825,5	-	1681,9
Конечная температура газа T_k	К	204,67	212,50	212,4	-	266,11
Температурный КПД η_t	-	0,935	0,860	0,861	-	0,351
Изоэнтروпный КПД η_s	-	0,940	0,864	0,864	-	0,339
Индикаторная мощность $N_{\text{инд.1}}$	кВт	6,313	18,23	20,38	-	23,26
Энтальпия начальная h_n	кДж	537,05				
Энтальпия конечная в изоэнтропном процессе h_s		433,67				
Энтальпия конечная h_k		439,83	447,78	447,71	-	501,99
Относительный ход поршня:	-					
C_2 - в точке 2		0,3142	0,5130	0,5130	-	0,9880
C_3 - в точке 3		0,8879	0,8879	0,8879	-	0,8879
C_5 - в точке 5		0,4591	0,2907	0,2061	-	0,8874
C_6 - в точке 6		0,1257	0,0643	0,0260	-	0,3066
Максимальные скорости посадки пластин на седло:	м/с					
$W_{с. \text{вп.}}$ - впускного клапана		1,078	0,732	0,732	-	1,162
$W_{с. \text{вып.}}$ - выпускного клапана		0,647	0,591	0,544	-	
Угол ϕ_4 , при котором $p_4 = p_k$	град	162	177	176	-	-
Относительный ход поршня, при котором $p_4 = p_k$	-	0,980	0,999	0,999	-	-

Таблица 3

Интегральные параметры ступени детандера (полость Б) при различной величине предварительного натяга пружин впускного ($h_{0,вп.кл.}$) и выпускного ($h_{0,вып.кл.}$) клапанов, рабочее вещество – ВОЗДУХ

Параметр	Ед. изм.	$h_{0,вп.кл.}, \text{ мм}$				
		15	24 (номинальный режим)			30
Натяг пружин выпускных клапанов $h_{0,вып.кл.}$	мм	0,76	0,76	1,6 (НОМ)	1,7	1,7
Массовый расход m_1	кг/ч	241,0	499,9	679,4	-	965,2
Конечная температура газа T_k	К	204,2	210,0	209,8	-	219,8
Температурный КПД η_t	-	0,939	0,884	0,886	-	0,791
Изоэнтروпный КПД η_s	-	0,945	0,888	0,890	-	0,792
Индикаторная мощность $N_{инд}$	кВт	6,06	12,25	17,20	-	13,34
Энтальпия начальная h_n	кДж	537,05				
Энтальпия конечная в изоэнтропном процессе h_s		433,67				
Энтальпия конечная h_k		439,40	445,27	445,06	-	455,21
Относительный ход поршня:	-					
C_2 - в точке 2		0,3090	0,4650	0,4650	-	0,6482
C_3 - в точке 3		0,8876	0,8876	0,8876	-	0,8876
C_5 - в точке 5		0,4729	0,4826	0,2601	-	0,3004
C_6 - в точке 6		0,1302	0,1375	0,0471	-	0,0688
Максимальные скорости посадки пластин на седло:	м/с					
$W_{с. вп.}$ - впускного клапана		0,878	0,798	0,789	-	0,644
$W_{с. вып.}$ - выпускного клапана		0,599	0,610	0,517	-	0,562
Угол ϕ_4 , при котором $p_4 = p_k$	град	169	177	176	-	-
Относительный ход поршня, при котором $p_4 = p_k$	-	0,989	0,999	0,999	-	-

При указанной конечной температуре T_k суммарный массовый расход газа (воздух) через детандер на номинальном режиме равен $2\sum m_{A+B} = 3000$ кг/ч при практически одинаковом изоэнтропном КПД в обеих полостях ступени (А и Б) на уровне $\eta_{s,A-B} = 0.86-0.89$, но при различной продолжительности процессов наполнения ($C_{2,A} = 0.513$ и $C_{2,B} = 0.465$).

На основе индикаторных диаграмм (рис. 3 и 4), полученных расчетным путем, легко устанавливается количественная связь предварительного натяга пружин клапанов h_0 с продолжительностью процессов наполнения (C_2) и вытеснения (C_5), индикаторной мощностью $N_{инд,1} = \int V dp$ и расходом газа m_1 , а также прогнозируется зависимость изоэнтропного КПД $\eta_{s,A-B} = f(C_2, C_5)$, характеризующая снижение $\eta_{s,A-B}$ по мере роста величины C_2 .

Результаты выполненного исследования позволяют констатировать:

1. Изменение натяга пружин впускного (выпускного) клапана не влечет за собой коренного изменения конструкции ступени детандера и легко осуществимо в исследовательской практике и в условиях эксплуатации.
2. Путем изменения натяга клапанных пружин воздушный детандер может быть оперативно переведен на любое другое рабочее вещество с сохранением работоспособности в широком диапазоне режимных параметров.

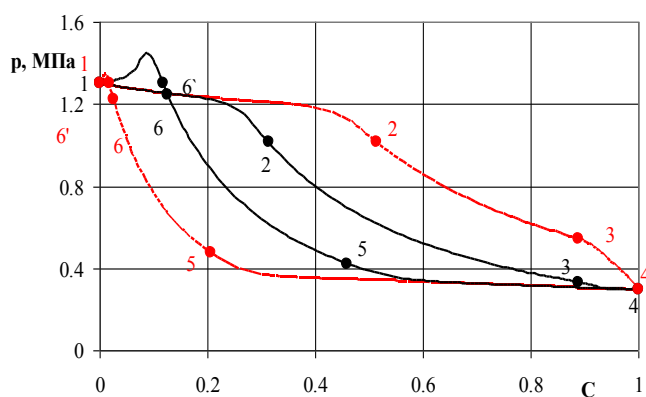


Рис. 3. Индикаторная диаграмма в полости А ступени детандера с различным значением натяга пружин впускного и выпускного клапанов.
 — $h_{0,вп.кл} = 3.0$ мм, $h_{0,вып.кл} = 1.8$ мм (номинальный режим)
 — — — — — $h_{0,вп.кл} = 2.0$ мм, $h_{0,вып.кл} = 0.76$ мм (режим регулирования)

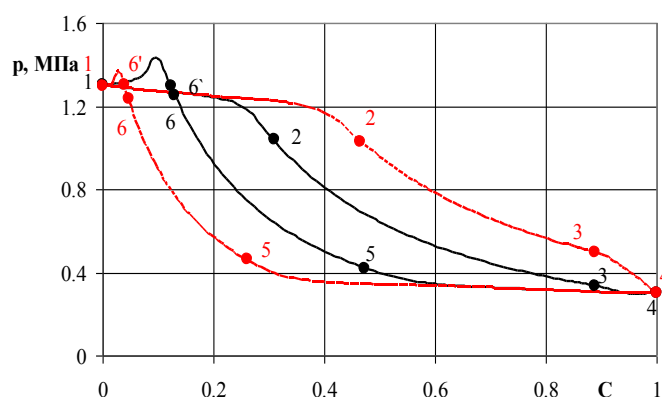


Рис. 4. Индикаторная диаграмма в полости Б ступени детандера с различным значением натяга пружин впускного и выпускного клапанов
 — $h_{0,вп.кл} = 2.4$ мм, $h_{0,вып.кл} = 1.6$ мм (номинальный режим)
 — — — — — $h_{0,вп.кл} = 1.5$ мм, $h_{0,вып.кл} = 0.76$ мм (режим регулирования)

2.2. Динамика потока газа в уплотнительном узле детандерной ступени с поршнем двойного действия

В ступенях поршневых компрессоров и детандеров наиболее распространенным является уплотнение подвижного поршня с помощью уплотнительных разрезных колец, которые устанавливаются в поршневых канавках с торцевым зазором, обеспечивающим свободное перемещение колец вокруг оси и в направлении радиуса цилиндра. Под действием газовых сил, направленных по радиусу, кольца прижимаются к зеркалу цилиндра, препятствуя протечкам газа через радиальные зазоры в паре «поршневое кольцо - зеркало цилиндра». Газовые силы, направленные вдоль оси цилиндра, прижимают кольца к той или другой торцевой поверхности канавок в зависимости от направления результирующей газовой силы, препятствуя протечкам газа через торцевые зазоры в паре «поршневое кольцо - поверхность канавки». Следовательно, за один рабочий цикл возможна не только смена положения поршневого кольца в канавке, но и направления потоков газа в пределах уплотнительного узла.

В литературе отсутствуют сведения о герметичности детандерных ступеней с поршнями двойного действия. С учетом данного обстоятельства основой настоящего раздела работы является расчетный анализ динамики потока газа в уплотнительном узле детандерной ступени подобного типа. В качестве объекта исследования выбран 2-х рядный оппозитный детандер спроектированный на модернизированной базе 2М2,5М со следующими характерными параметрами: номинальное усилие по рядам $P_6 = 2.5$ т, ход поршня $S_п = 80$ мм, частота вращения вала $n = 1500$ об/мин. Режим работы детандера: начальное давление $p_n = 1,3$ МПа, конечное давление $p_k = 0,3$ МПа, начальная температура $T_n = 303$ К, рабочий газ - МЕТАН (реальный).

Принципиальная схема ступени детандера приведена на рис. 5. Ступень - одноклапанная, с дисковым поршнем двойного действия; укомплектована самодействующим впускным клапаном и золотником на выхлопе. С учетом номинального усилия базы и заданных режимных параметров диаметр цилиндров детандерных ступеней принят равным 160 мм. Исходя из максимально возможного перепада давлений $\Delta p_{max} = p_n - p_k$, воспринимаемого уплотнительным узлом поршня, число уплотнительных колец равно $z_k = 4$.

Особенностью работы детандерной ступени с поршнем двойного действия является синхронность рабочих циклов в полостях А и Б ступени при сдвиге по фазе на 180° относительно друг друга. Следовательно, давление за уплотнительным узлом полости А не постоянно во времени и сдвинуто по фазе на 180° относительно давления в рабочей полости А.

Исследование динамики потоков газа в уплотнительном узле проводилось методом численного эксперимента с использованием модернизированной программы КОМДЕТ, учитывающей изменение во времени

давления за уплотнительным узлом полости А при допущении об идентичности рабочих циклов в обеих полостях ступени (А и Б) детандера сдвинутых относительно друг друга 180° по углу поворота вала.

В уплотнительном узле поршня следует учитывать зазоры в парах «уплотнительное кольцо – зеркало цилиндра», «поршень – цилиндр» и зазор в замке кольца. В соответствии с рис. 5 общий перепад давлений срабатывает последовательно на первом (УК1), втором (УК2) и последующих уплотнительных кольцах (УК). Текущий перепад давлений на первом уплотнительном кольце будет равен

$$\Delta p_{УК1} = p_{п.А.ф} - p_{К1.ф}, \tag{1}$$

на промежуточных кольцах

$$\Delta p_{УКi} = p_{К(i-1).ф} - p_{Кi.ф}, \tag{2}$$

на последнем уплотнительном кольце

$$\Delta p_{УКz} = p_{К(z-1).ф} - p_{п.Б.ф}. \tag{3}$$

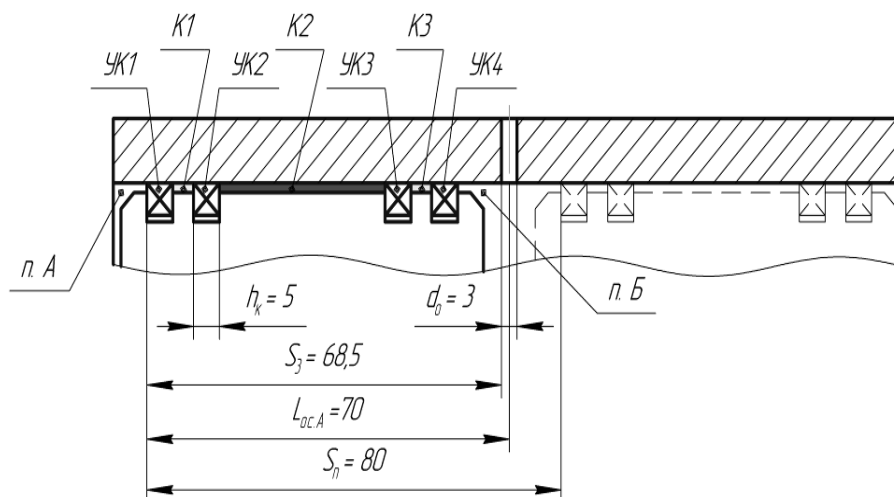
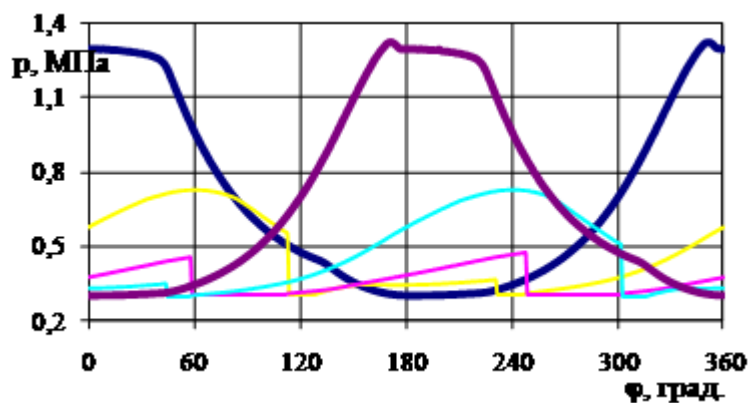


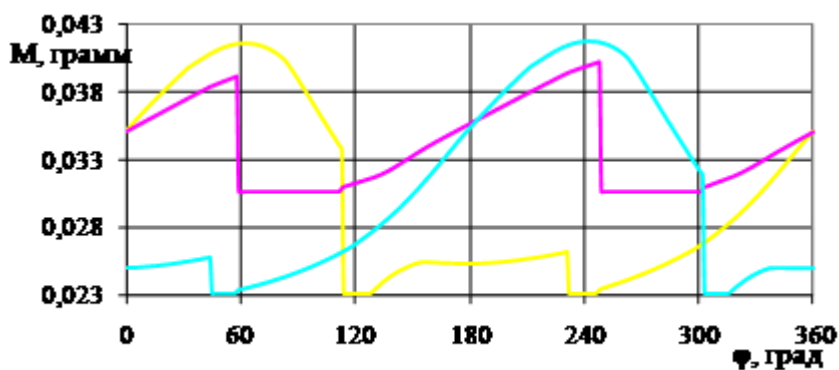
Рис. 5. Принципиальная схема детандерной ступени с поршнем двойного действия.

п. А – полость А (передняя); п. Б – полость Б (задняя); УК*i* – уплотнительное кольцо (*i* – номер кольца); К*i* – камера между *i* и (*i*+1) кольцом

а



б



В

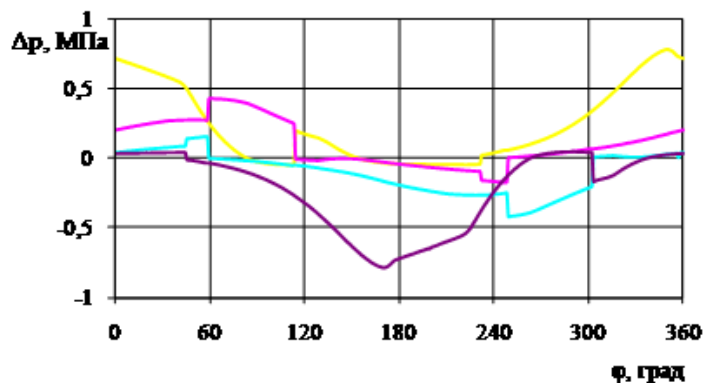


Рис. 6. Текущие значения давления (а), массы газа (б) и перепада давлений (в) в камерах уплотнительного узла

— п. А, — К1, — К2, — К3, — п. Б

На рис. 6 представлены текущие значения давления (рис. 6, а), массы газа (рис. 6, б) и перепада давлений (рис. 6, в) в межкольцевых объёмах уплотнительного узла детандерной ступени с поршнем двойного действия.

Поскольку процессы, протекающие в уплотнительном узле поршня взаимосвязаны с рабочими циклами полостей А и Б ступени, а следовательно, и с текущим положением поршня, то для их анализа целесообразно развернутые индикаторные диаграммы (рис. 6) перестроить в свернутые диаграммы, разбить их на 2 участка ($\varphi = 0^\circ - 180^\circ$ и $\varphi = 180^\circ - 360^\circ$) и сопоставить характерные точки с текущим положением поршня.

Ниже представлены результаты расчетного анализа.

1. $C_\varphi = 0$ ($S_{п.\varphi} = 0$ мм) – впускной клапан открыт, полость А соединена с впускной камерой, выхлопные окна закрыты. Давление в уплотнительном узле распределяется по схеме: $p_n = p_{п.А} > p_{К1} > p_{К2} > p_{К3} > p_{п.Б} = p_k$, то есть происходит натекание газа из полостей с повышенным давлением в полости с более низким давлением (рис. 7, 1-1). Под действием газовой силы поршень начинает перемещаться от ВМТ в сторону НМТ. При этом камеры уплотнительного узла поочередно соединяются с выхлопной полостью, где давление $p_k = 0.3$ МПа = const.

В камере К1 происходит нарастание давления за счет натекания газа из полости А с максимальным давлением. Интенсивность натекания прямо пропорциональна отношению давлений между камерами. Из-за превышения притечек из полости А над утечками в камеру К2 масса газа в камере К1 увеличивается.

В камере К2 давление также повышается, хотя и менее интенсивно, чем в камере К1. Наряду с этим в ней возрастает масса газа, что указывает на превышение притечек газа из камеры К1 над утечками в камеру К3.

Аналогичная ситуация наблюдается и в камере К3.

2. $C_\varphi = 0.16875$ ($S_{п.\varphi} = 13.5$ мм) – при данном положении поршня камера К3 соединяется с выхлопной камерой; при этом давление и масса газа в ней резко снижаются. Направление потоков газа в камерах К1 и К2 сохраняется. В это же время в полости Б происходит обратное сжатие газа, сопровождаемое повышением давления в ней и утечками через уплотнительное кольцо УК3 в камеру К3, соединенную с выхлопной полостью (рис. 7, 2-2).

3. $C_\varphi = 0.2031$ ($S_{п.\varphi} = 16.248$ мм) – полное закрытие впускного клапана. Вплоть до этого момента, вследствие превышения притечек из полости А над утечками в камеру К2, наблюдается интенсивное нарастание массы газа в камере К1. При переходе поршнем данной точки интенсивность нарастания давления и массы газа снижается без смены направления потока:

полость А \rightarrow К1 \rightarrow К2 \rightarrow К3 (выхлопная полость) \leftarrow п.Б (рис. 7, 3-3).

4. $C_\varphi = 0.25625$ ($S_{п.\varphi} = 20.5$ мм) – момент разъединения камеры К3 с выхлопной полостью. За счет притечек из полости Б, возрастает масса и давление газа в камере К3, в то время как в камере К1 давление и масса газа остаются примерно постоянными. При данном положения поршня притечки газа из полости А примерно равны утечкам в камеру К2 (рис. 7, 4-4).

5. $C_\varphi = 0.28125$ ($S_{п.\varphi} = 22.5$ мм) – момент соединения камеры К2 с выхлопной полостью, вследствие чего масса и давление газа в камере К2 резко снижаются, а в камере К1 наблюдается постепенное снижение массы газа. Это

указывает на то, что притечки из полости А менее интенсивны, чем утечки в камеру К2, а направление потоков газа соответствует схеме:

полость А → К1 → К2 (выхлопная полость) ← К3 ← полость Б (рис. 7, 5-5).

6. $C_{\phi} = 0.4875$ ($S_{п.ф} = 39$ мм) – момент смены направления потоков газа в камере К1. При данном положении поршня давление в камере К1 становится равным давлению в полости А. Однако, при дальнейшем перемещении поршня в направлении НМТ (процесс расширения газа в замкнутом объеме), давление в полости А падает более резко, чем в камере К1, объем которой можно считать примерно постоянным. Начиная с этого момента давление в камере К1 становится больше, чем в полости А; происходит смена направления потока газа и перекладка уплотнительного кольца УК1 к левой кромке канавки (рис. 7, 6-6).

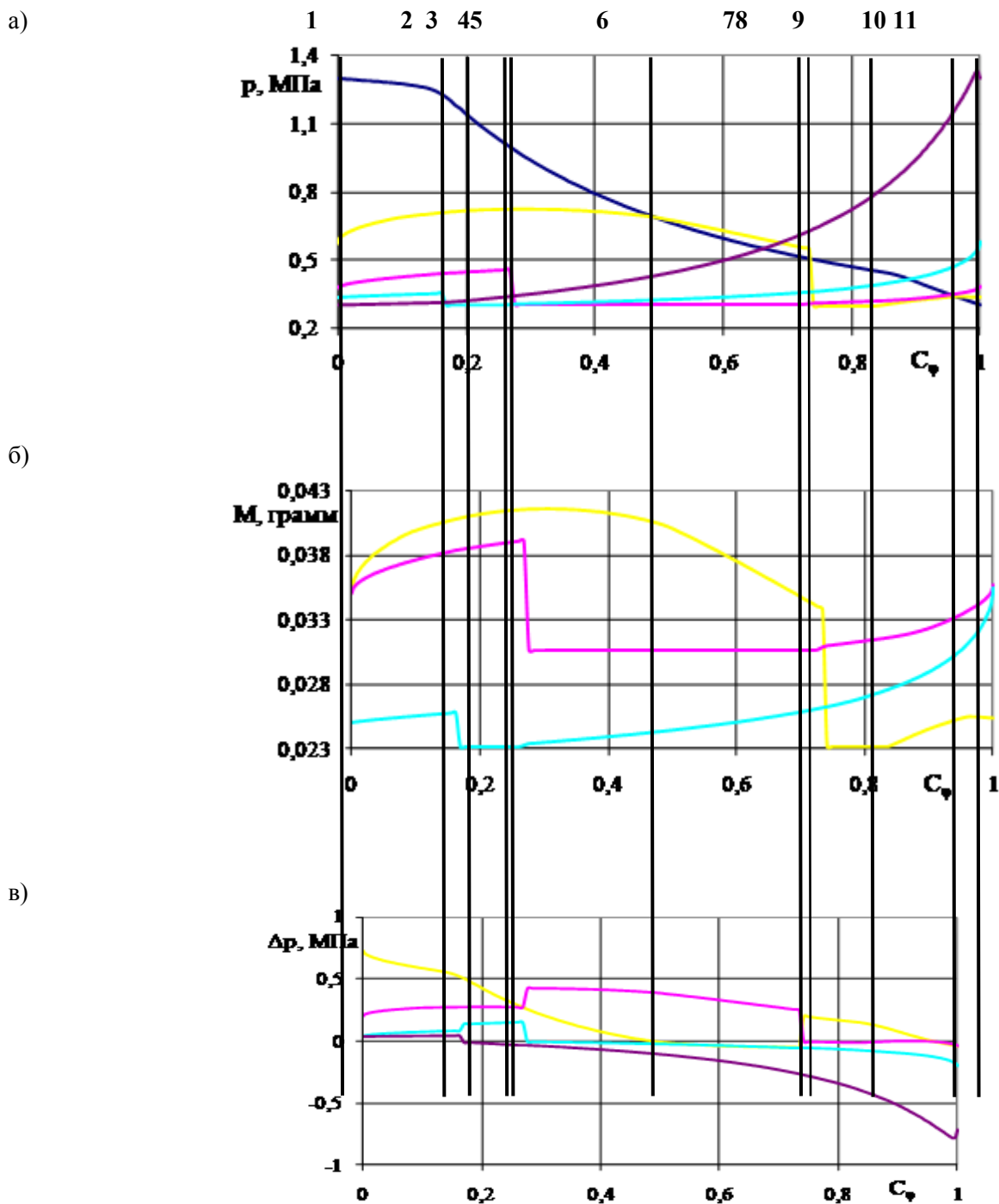


Рис. 7. Диаграммы изменения давления (а), массы газа (б) и перепада давлений (в) в камерах уплотнительного узла

п. А, К1, К2, К3, п.



7. $C_\varphi = 0.71875$ ($S_n = 57.5$ мм) – момент разъединения камеры K2 с выхлопной полостью, сопровождаемый повышением давления в камере K2 за счет притечек газа из камеры K3 (рис. 7, 7-7).

8. $C_\varphi = 0.74375$ ($S_n = 59.5$ мм) – момент соединения камеры K1 с выхлопной камерой, сопровождаемый резким снижением в ней массы и давления газа. При этом происходит смена направления потока газа: полость A → K1 (выхлопная полость) ← K2 ← K3 ← п. Б (рис. 7, 8-8)

9. $C_\varphi = 0.83125$ ($S_n = 66.5$ мм) – момент разъединения камеры K1 с выхлопной полостью, сопровождаемый нарастанием в ней массы газа и повышением давления за счет притечек из камеры K2 и полости A. Направление потока газа в этот момент (рис. 7, 9-9) соответствует схеме:
 полость A → выхлопная полость → K1 ← K2 ← K3 ← полость Б.

10. При движении поршня от точки с ходом $S_n = 66.5$ мм ($C_\varphi = 0.83125$) до $C_\varphi = 0.9625$ ($S_n = 77$ мм) давление в камере K1 повышается за счет притечек газа из камеры K2 и полости A, соединенной с выхлопной полостью. На этом участке рабочего цикла (процесс выхлопа) наступает момент равенства давлений в камерах K1 и K2, после которого (в результате притечек из полости A) масса газа в камере K1 возрастает.

В точке $C_\varphi = 0.9625$ ($S_n = 77$ мм) происходит смена направления потока:

полость A (выхлопная полость) ← K1 ← K2 ← K3 ← п. Б (рис. 7, 10-10).

11. $C_\varphi = 1.0$ ($S_n = 80$ мм) – поршень достиг положения НМТ (рис. 7, 11-11).

Описание характерных точек и моментов смены направления потоков газа при движении поршня от НМТ к ВМТ идентично выше изложенному, поскольку спроектированная ступень детандера симметрична относительно оси системы выхлопных окон.

Вследствие этого изменение давления и массы газа в межкольцевых объемах уплотнительного узла в функции от относительного хода на участках $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$ и $(180 \leq \varphi \leq 360^\circ)$, аналогичны друг другу, что и показано на рис. 8.

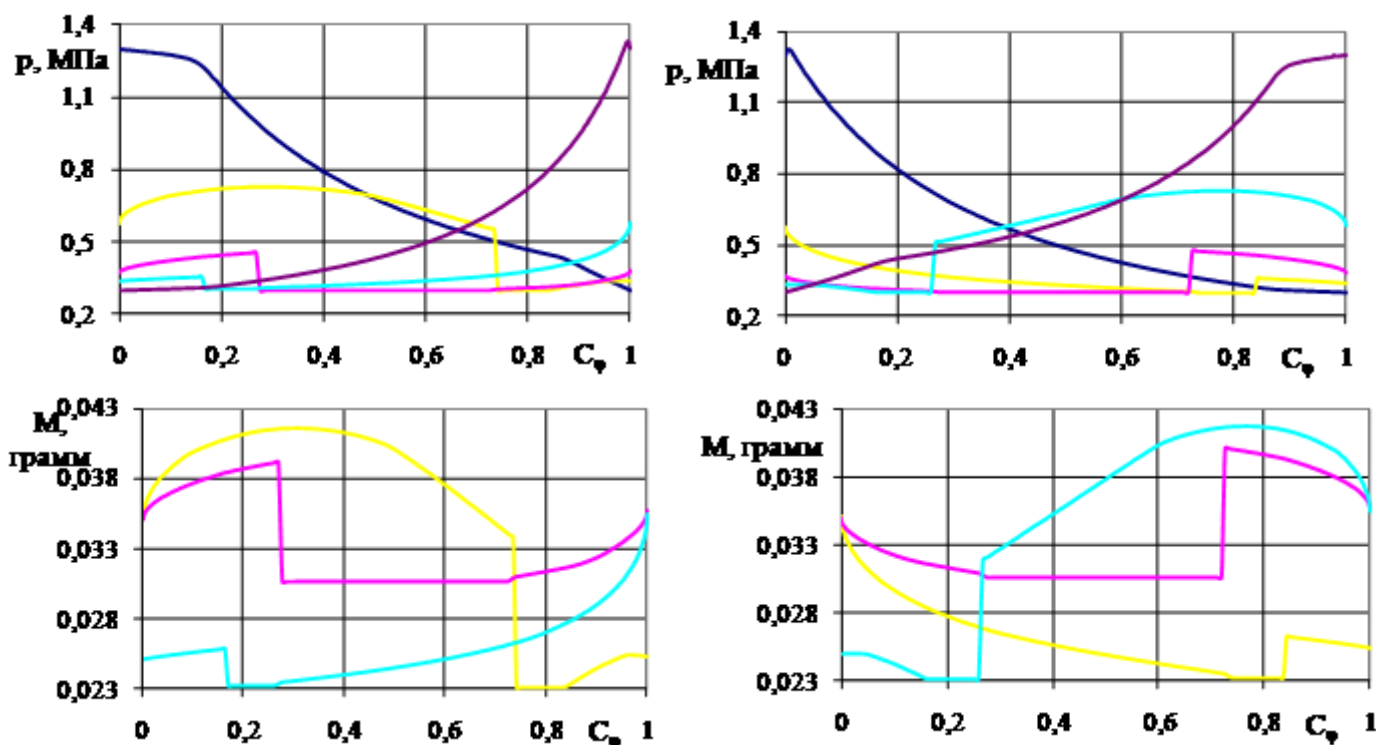


Рис. 8. Иллюстрация к допущению о симметрии совершаемых процессов в уплотнительном узле
 — п. А — K1, — K2, — K3, — п.Б

2.3. Оптимизация уплотнительного узла.

Одним из важнейших показателей, характеризующих совершенство узла уплотнения поршня, является его долговечность, под которой будем понимать продолжительность работы уплотнительного узла с сохранением

технических параметров ступени (массовый расход, вырабатываемые мощности, конечная температура и др.) на требуемом по условиям эксплуатации уровне. В большинстве случаев уплотнительные узлы комплектуются конструктивно одинаковыми поршневыми кольцами. При таком исполнении основной перепад давлений обычно воспринимается первым и последним уплотнительными кольцами, а промежуточные кольца работают при существенно меньших перепадах давления. Таким образом, для обеспечения эффективной и надежной работы узлов уплотнения поршней на стадии проектирования необходимо принимать и обосновывать расчетным путем такие конструктивные решения, которые гарантировали бы при эксплуатации равномерное распределение перепадов давления на кольцах уплотнительного узла и минимальный уровень их износа. Одним из возможных конструктивных решений, обеспечивающих достижение указанной цели, является выполнение на торцах поршневых колец радиальных перепускных каналов (см. рис. 9).

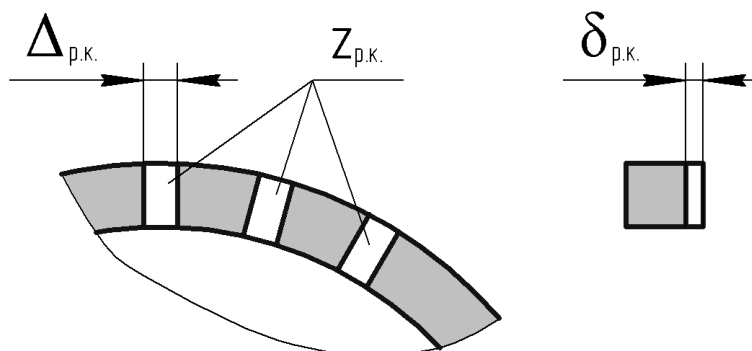


Рис. 9. Схема уплотнительного кольца с радиальными каналами

В качестве объекта исследования выбрана детандерная ступень с поршнем двойного действия со следующими геометрическими и режимными параметрами:

- Начальное давление: $p_n = 1,3$ МПа
- Конечное давление: $p_k = 0,3$ МПа
- Начальная температура: $T_n = 303$ К
- Рабочий газ: метан (реальный)
- База: оппозитная 2М2,5М
- Число рядов: $z_p = 2$
- Номинальное усилие базы: $P_6 = 25000$ Н
- Ход поршня: $S_n = 80$ мм
- Частота вращения вала: $n = 1500$ об/мин
- Диаметр цилиндра: $D_{ц} = 160$ мм
- Система газораспределения: одноклапанная с окнами на выхлопе
- Уплотнительный узел:
- Число уплотнительных колец: $z_k = 4$
- Радиальный зазор между поршнем и цилиндром – 0,2 мм;

Параметры уплотнительных колец:

Номер кольца	1	2	3	4
Шаг, мм	10	9	37	9
Ширина канавки на поршне, мм	5	5	5	5
Внутренний диаметр канавки на поршне, мм	148	148	148	148
Материал кольца	не металл	не металл	не металл	не металл
Толщина кольца, мм	5	5	5	5
Высота кольца, мм	5	5	5	5
Зазор в замке, мкм	0,5	0,5	0,5	0,5
Условный радиальный зазор, мкм	3,2	3,2	3,2	3,2

В ходе численного эксперимента, выполненного в программе КОМДЕТ, были найдены оптимальные геометрические размеры и количество радиальных каналов:

Номер кольца	1	2	3	4
Количество радиальных каналов $Z_{p.k.}$	6	4	4	6
Ширина радиальных каналов $\Delta_{p.k.}$, мм	2	2	2	2
Глубина радиальных каналов $\delta_{p.k.}$, мм	1	1	1	1

В таблице 4 представлены основные интегральные параметры ступени детандера при комплектовании различными уплотнительными кольцами. Анализируя данные табл. 4 можно сделать следующие выводы:

1. При установке поршневых колец с радиальными каналами массовый расход газа через детандер и конечная температура газа увеличиваются. Вследствие этого температурный КПД снижается примерно на 5%, что является следствием повышенных утечек более горячего газа через кольца в выхлопную камеру.

2. Индикаторная мощность уменьшается примерно на 2,5%.

Как видно из рис. 10, б при установке уплотнительных колец с радиальными каналами значения средних за цикл перепадов давлений на всех поршневых кольцах становится примерно одинаковым, что при некотором снижении эффективности работы ступени детандера гарантирует равномерный износ уплотнительных колец, а следовательно, и увеличение долговечности работы уплотнительного узла в целом.

На рис. 11 показано распределение текущих давлений в межкольцевых объемах модернизированного уплотнительного узла, а также значения перепадов давления на каждом кольце.

Таблица 4

Интегральные параметры детандера при комплектовании различными уплотнительными кольцами

Параметр	Ед. изм.	Кольца без радиальных каналов	Кольца с радиальными каналами
Массовый расход m_1	кг/ч	158,4	160,6
Конечная температура газа T_k	К	221,42	222,51
Температурный КПД η_t	-	0,851	0,81
Индикаторная мощность $N_{инд}$	кВт	7,204	7,037
Относительный ход поршня:			
C_2 - в точке 2		0,203	0,190
C_3 - в точке 3	-	0,850	0,850
C_5 - в точке 5		0,850	0,850
C_6 - в точке 6		0,020	0,020
Угол, при котором $p_4 = p_k$	град	180	179
Относительный ход поршня, при котором $p_4 = p_k$	-	1,0	1,0

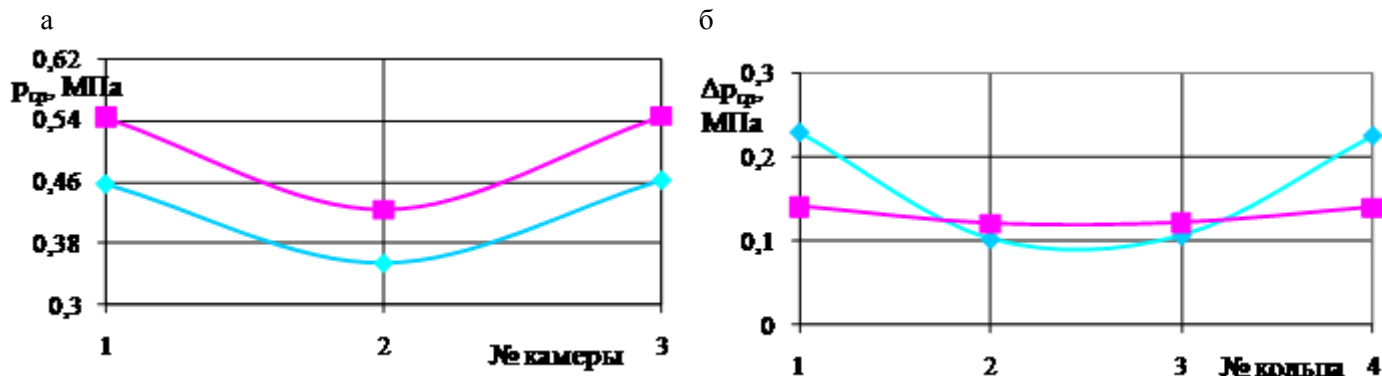


Рис. 10. Распределение средних давлений (а) и перепадов давлений (б) по кольцам.
— с радиальными каналами; — - без радиальных каналов.

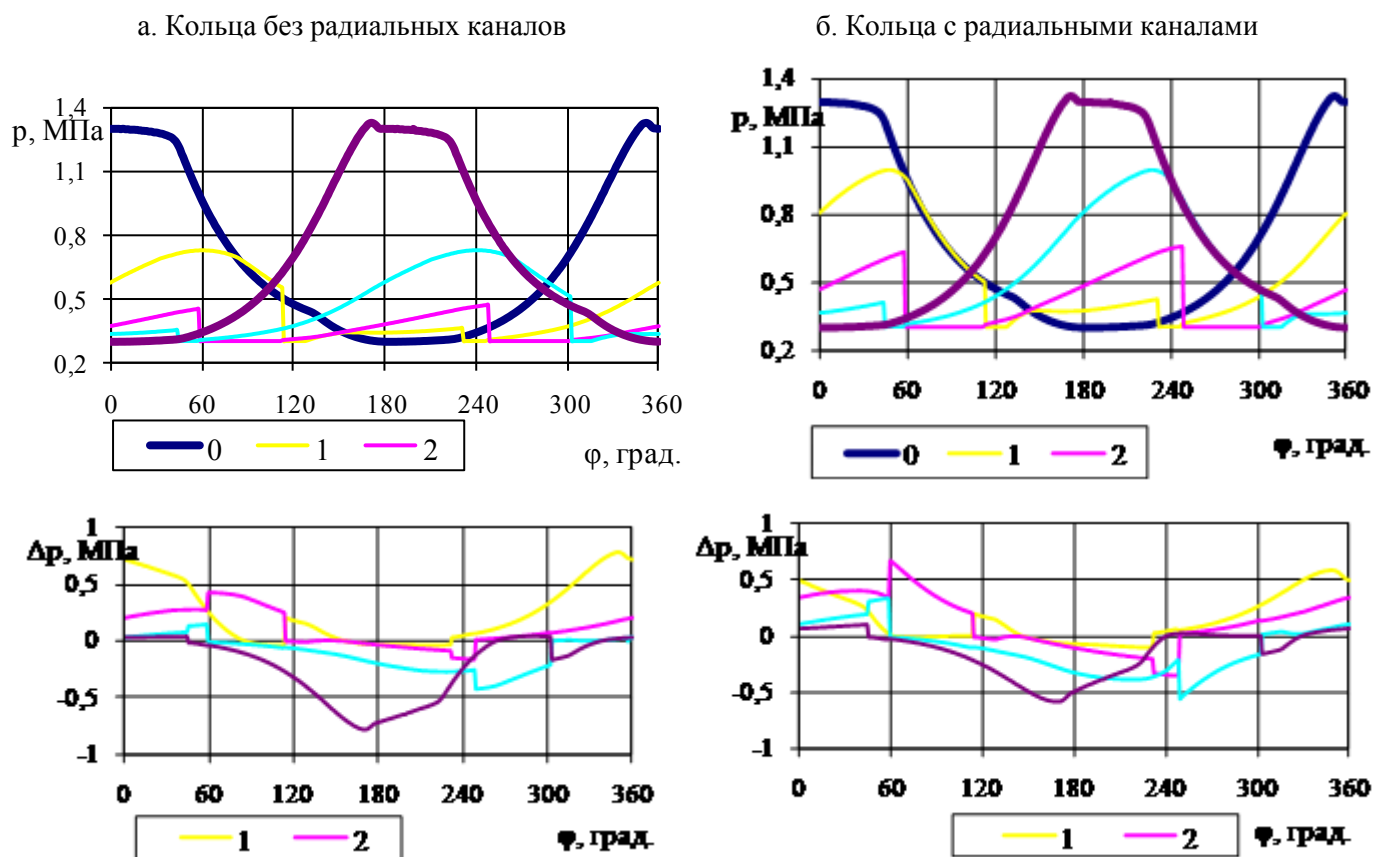


Рис. 11. Изменение давлений и перепадов давлений в камерах уплотнительного узла.

— п. А, — К1, — К2, — К3, — п. Б

Заключение

Обобщая полученные в настоящей работе результаты, отметим:

1. Разработана конструкция *газового* поршневого детандера с поршнями двойного действия без смазки цилиндров на базе серийно выпускаемого поршневого компрессора 2М2,5М Краснодарского компрессорного завода.
2. При обосновании конструкции детандера и его отдельных узлов использован метод математического моделирования рабочих процессов.
3. Предложена методика и даны рекомендации по изменению параметров клапанов в случае работы детандера на различных газах.
4. Выявлена физическая картина перекладки колец в уплотнительных устройствах поршней **дискового** типа. Предложены конструктивные решения для уплотнительного узла поршня дискового типа с учетом требования по равномерности износа колец в процессе эксплуатации.
5. Результаты работы обобщены в табличной и графической форме. Их совокупность позволяет утверждать, что спроектированный детандер эффективен, надежен в работе, экологически безопасен и может быть использован в различных технологических установках.

Список литературы

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Изд. Машиностроение, 1969. 742 с.
2. Архаров А.М., Архаров И.А. Беляков В.П. и др. Криогенные системы. Т.2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем. Учебник. – М.: Машиностроение, 1999. - 719 с.

3. Уайлд Д. Оптимальное проектирование / Пер. с англ. В.С. Данилина, В.А. Петушкова, П.П. Усова. Под ред. В.Г. Арчегова. - М.: Мир. - 1981.
4. Прилуцкий И.К. Метод определения мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объёмного действия. Ж. Технические Газы. №4, 2013. - с. 19-26.
5. Soave G.S. Rigorous and simplified procedures for determining the pure component parameters in the Redlich-Kwong-Soave equation of State. - Chem. Eng. Science, 1980, v. 35, p.1725-1729.
6. Peng D.Y., Robinson D.B. Two and three-phase equilibrium calculations for coal gasification and related processes. Thermodynamics of aqueous systems with industrial applications ACS Symposium Series, 1980, v.133, p. 393-414.
7. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие. / Пер. с англ. Под ред. Б. И. Соколова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. – 592 с., ил. – Нью-Йорк, 1977.
8. Уэйлес С. Фазовые равновесия в химической технологии. В 2-х ч. Ч.1. - М.: МИР, 1989. - 304 с., ил.
9. Акулов Л.А., Борзенко Е.И., Зайцев А.В. Теплофизические свойства и фазовое равновесие криопродуктов. Справочник, - СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. – 566 с.
10. Прилуцкий А.И. Расчетная $T - s$ диаграмма реального цикла ступени ПД. Ж. Компрессорная техника и пневматика, 2008, № 1. – с. 22 -25.
11. Прилуцкий А.И., Прилуцкий И.К. Объёмная производительность поршневого компрессора $V_{вс} = f(p_{вс}, T_{вс}, R) = \text{const}!$? Ж. Компрессорная техника и пневматика, № 3/май, 2013. – с. 35-41.
12. Поршневые компрессоры // Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Под ред. Фотина Б.С. Учебное пособие для ВУЗов. - Л.: Машиностроение. - 1987.
13. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры: В 2 т. – М.: КолосС, 2006. – Том 1: Теория и расчет. – 400 с.
14. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Изд. Машиностроение, Л., 1983. 158 с., ил.
15. Юша В.Л., Новиков Д.Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесшмазочных компрессоров // Вестник международной академии холода. – 2004. - Вып. 4. - С. 8-11.
16. Прилуцкий И.К., Ворошилов И.В. Опыт практического применения прикладной программы КОМДЕТ при оптимизации рабочих процессов и конструкций ступеней ПК и ПД на стадии проектирования. Сборник докладов НПК. Краснодар, 16 - 18 мая 2013. с. 34-48.