

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
**УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

**РАСЧЕТ И ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
РАСШИРИТЕЛЬНЫХ МАШИН ОБЪЁМНОГО  
И ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Учебное пособие**

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

**Санкт-Петербург**

**2016**

УДК 621.51/52

Расчёт и оптимальное проектирование расширительных машин объёмного и динамического действия: Учеб. пособие/ И.К. Прилуцкий, А.И. Прилуцкий, Ю.И. Молодова, А.А. Прилуцкий – СПб.: Университет ИТМО, 2016. – 52 с.

Пособие предназначено для работы студентов направлений бакалавриата 14.03.01 Ядерная энергетика и теплофизика по дисциплине "Расширительные машины" и 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине "Объёмные, компрессорные и расширительные машины криогенных установок" очной и заочной форм обучения.

Рассматриваются особенности конструктивного исполнения, основы расчета и современные методы оптимизации конструкций и рабочих процессов расширительных машин объёмного и динамического действия на стадии проектирования и даны материалы к практическим и лабораторным занятиям.

**Рецензент: доктор техн. наук, проф. О.Б. Цветков**

**Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол №4 от 23 декабря 2015 г.**



**Университет ИТМО** – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2016

© Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И., Молодова Ю.И., Прилуцкий А.А., 2016

## Введение

Цель учебного пособия – закрепление теоретических знаний при освоении и практическом использовании существующих инженерных методик, предусматривающих выполнение предварительных расчетов, связанных с определением и обоснованием основных геометрических и режимных параметров проектируемых расширительных машин. В ходе выполнения расчетных работ студенты знакомятся с устройством турбо- (ТД) и поршневых (ПД) детандеров и их отдельных элементов, осваивают существующие методики расчёта и оптимального проектирования расширительных машин подобного типа.

Объём расчетной работы. Отчетный материал по расчетной работе должен содержать расчетно-пояснительную записку (РПЗ), включающую текстовый материал и необходимые схемы, рисунки и графики, поясняющие существо выполняемых расчетов, а также ссылки на использованную литературу.

### 1. ТУРБОДЕТАНДЕРНЫЕ АГРЕГАТЫ РЕАКТИВНОГО ТИПА КОНСТРУКЦИИ. ТЕРМО-ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

#### 1.1. Конструктивное исполнение турбодетандерных агрегатов

Под «агрегатом» будем понимать совокупность функционально связанных между собой сборочных единиц и систем, обеспечивающих его стабильную и надежную работу в условиях эксплуатации при заданном технологическом режиме.

В соответствии с данным определением в состав турбодетандерного агрегата входит турбодетандер, как самостоятельная сборочная единица, элементы газового тракта, системы регулирования, смазки и охлаждения, контроля характерных параметров, защит и блокировок.

В настоящее время существуют два основных варианта исполнения детандерных агрегатов:

- **редукторное исполнение**, когда между турбодетандером с высокой частотой вращения выходного вала и тормозным устройством (например, короткозамкнутый асинхронный электродвигатель, работающий в режиме генератора с отдачей

вырабатываемой электроэнергии в сеть) с низкой частотой вращения вала устанавливается редуктор. Такое исполнение характерно для стационарных турбодетандерных агрегатов низкого и среднего давления с высоким расходом газа и мощностью на валу.

• **безредукторное исполнение**, когда предусматривается одно-вальная конструкция турбодетандера, в которой «турбина» и тормозное устройство (масляный тормоз, компрессор, насос и др.) объединены общим валом. Такое исполнение характерно для агрегатов среднего и высокого давления с высокой частотой вращения ротора и умеренной мощностью на валу.

На рис. 1 и 2 показана конструкция турбодетандерного агрегата первого типа. Агрегат ТДР-19-6 используется в составе воздухоразделительных установок. Он рассчитан на расход воздуха до  $24000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и работает с начальной температурой газа  $117 \text{ К}$  при низком отношении давлений  $\Pi = p_n/p_k = 0,58/0,14 \text{ МПа}$  и частоте вращения вала агрегата  $6900 \text{ об/мин}$ . Изэнтропный КПД турбодетандера лежит в диапазоне  $0,80 - 0,82$ .

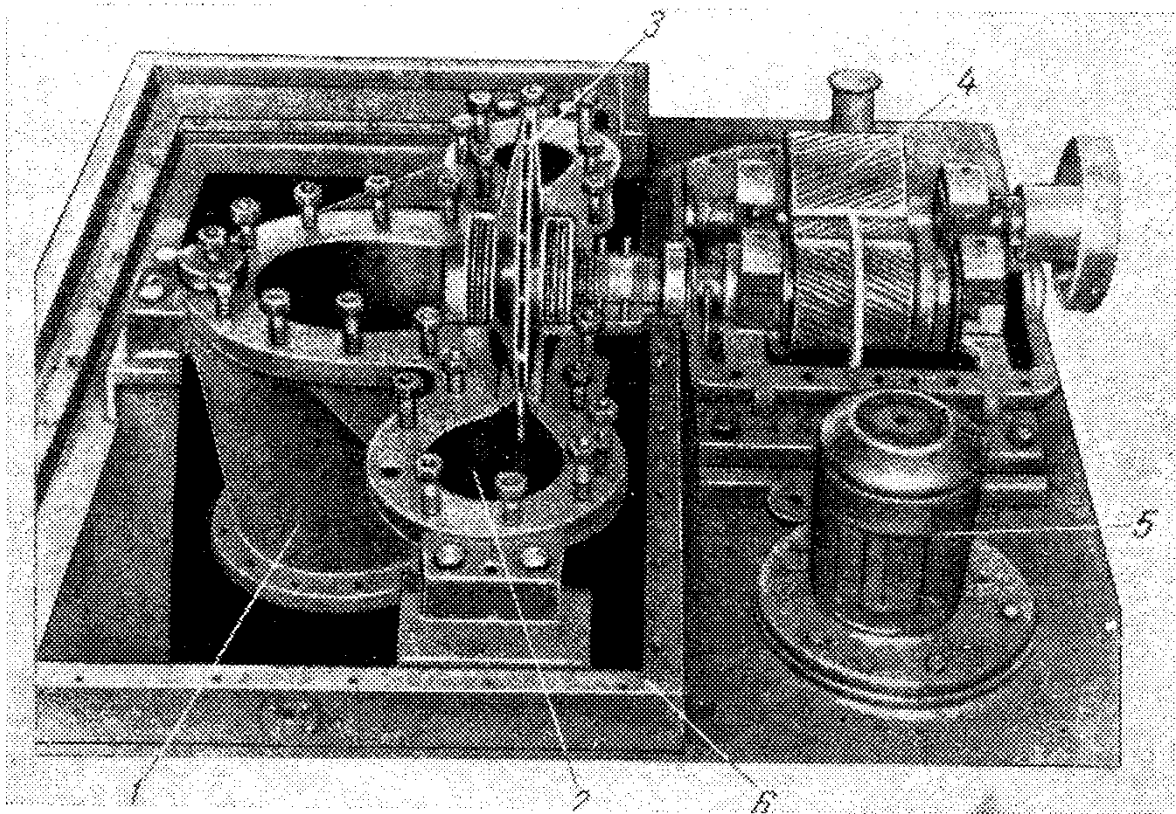


Рис. 1. Турбодетандер ТДР-19-6. Общий вид (крышки турбодетандера и редуктора сняты):

1 – выходной патрубок; 2 – спиральный канал (улитка) для входа воздуха; 3 – рабочее колесо; 4 – редуктор; 5 – пусковой маслонасос; 6 – кожух

Рабочее колесо ТД выполняется из алюминиевого сплава АК с цельнофрезерованными или с отдельно изготовленными лопатками (рис. 3), посажено с натягом на консольный вал быстроходной шестерни редуктора и разгружено от осевых усилий. Доля некомпенсированных осевых усилий воспринимается упорным подшипником редуктора.

Корпус турбодетандера – литой, имеет разъем в горизонтальной плоскости. Он выполнен из латуни ЛК-80-3 и опирается на раму тремя «лапами», одна из которых имеет возможность осевого смещения по шпонке, что исключает возникновение температурных деформаций корпуса. Диск и лопатки направляющего аппарата выполнены из латуни ЛЖМц-59-1-1.

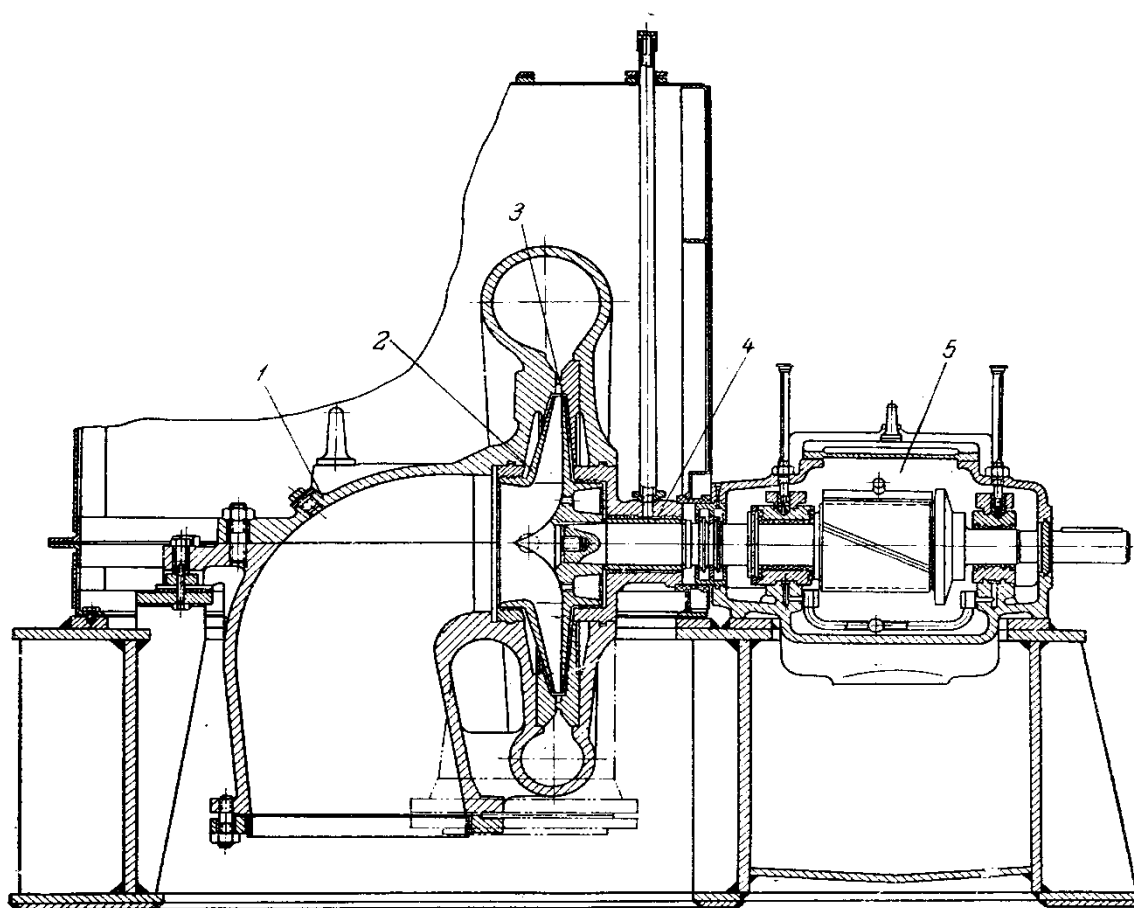


Рис. 2. Турбодетандер ТДР-19-6 (разрез) для установок БР-1, БР-1М и др.:  
1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – направляющий аппарат;  
4 – лабиринтное уплотнение вала; 5 – редуктор

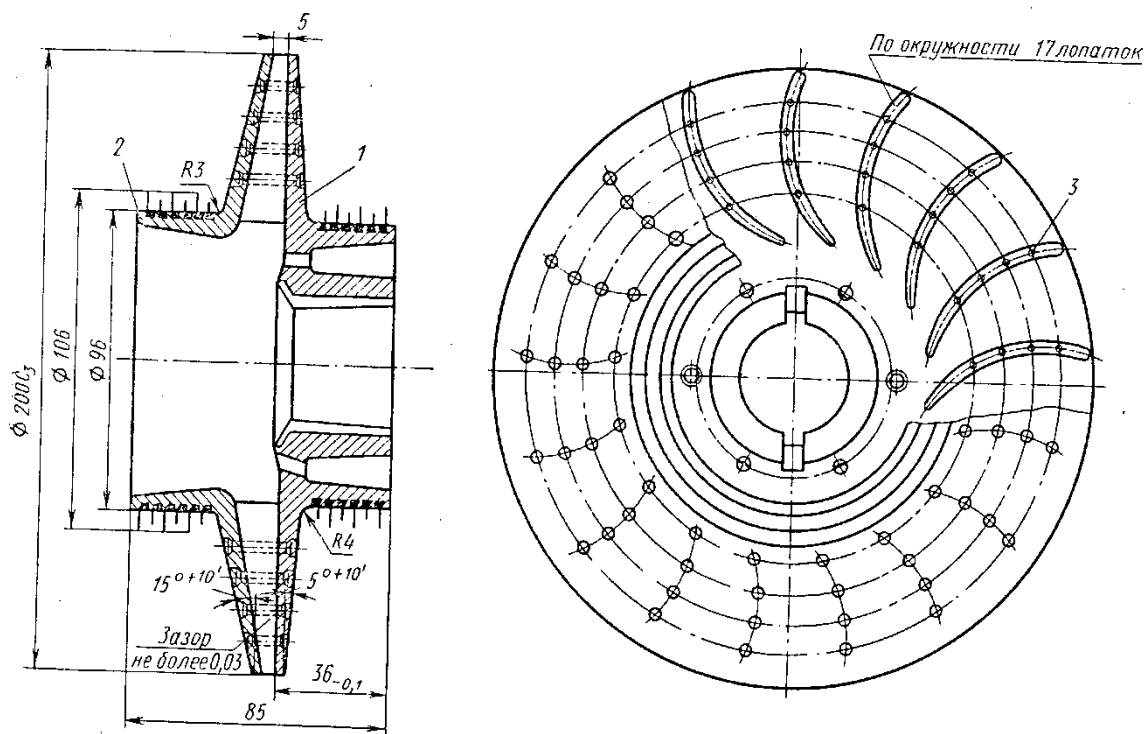


Рис. 3. Закрытое рабочее колесо реактивного турбодетандера с односторонним выходом газа:

- 1 – основной диск; 2 – покрывной диск; 3 – заклепки;  
4 – гребни лабиринтных уплотнений

С целью обеспечения идентичности вектора скорости газа (по величине и направлению) на входе в каждый из элементов направляющего аппарата подвод воздуха осуществляется через спиральное входное устройство. Редуктор турбодетандера выполнен в виде одноступенчатой косозубой передачи с высоким классом точности нарезки зубьев. Смазка зацепления и подшипников – принудительная циркуляционная от шестеренчатого насоса встроенного в редуктор. Возникающее в зацеплении осевое усилие воспринимается упорной шайбой, насаженной на вал быстроходной шестерни. При пуске и остановке агрегата смазка подается отдельным (пусковым) шестеренчатым насосом с индивидуальным электроприводом.

Мощность, передаваемая на вал агрегата в процессе расширения предварительно сжатого газа, посредством асинхронного электродвигателя-генератора, преобразуется в электрическую и возвращается в сеть.

Турбодетандерный агрегат защищен от «разгона» в случае аварийного прекращения подачи электроэнергии или внезапного исчезновения напряжения в любой из фаз сети при перегрузке или коротком замыкании. Защита осуществляется путем прекращения подачи на детандер воздуха высокого давления с помощью быстродействующего отсечного клапана.

На рис. 4 и 5 показаны схема и конструкция воздушных турбодетандеров высокого давления ДТ-0.8/20 и ТД-1.8/20 в безредукторном исполнении. Воздух, очищенный от влаги, углекислоты и механических примесей, через отсечной клапан поступает на вход детандера с давлением  $p_n = 20$  МПа, где в процессе расширения его температура понижается. Охлажденный газ с давлением  $p_k = 0,6$  МПа направляется в блок разделения воздуха. Мощность, передаваемая на вал агрегата, тратится на нагрев масла в масляном тормозе, превращаясь в теплоту, отводимую в масляном холодильнике к охлаждающей воде. С изменением расхода масла, подаваемого в тормозное устройство, меняется тормозной момент, преодолеваемый вращающимся ротором, а следовательно, изменяется и частота его вращения. При определенной величине расхода и давления масла в масляном тормозе устанавливается заданная частота вращения ротора агрегата.

Для защиты агрегата в аварийных ситуациях служит отсечной клапан, прекращающий подачу воздуха на детандер при:

- отключении электроэнергии – общей или на приводе агрегата смазки;
- повышении частоты вращения ротора более чем на 20 % от расчетной;
- снижении давления масла на подшипниках ниже допустимого;
- повышении температуры масла на сливе выше предельной ( $T_{м.мах} \leq 358$  К).

Для регулирования давления масла на подшипниках служит предохранительный клапан 9 (см. рис. 4). В случае увеличения давления избыток масла перепускается через сливные каналы в масляный бак. Давление масла после масляного насоса 10 и на тормозе контролируется манометрами 6 и 7, а его температура – термометром 15. Регулирование частоты вращения ротора производится с помощью вентиля 5 и регулировочного клапана 13. Для контроля рабочей частоты вращения ротора служат датчик 3,

работающий в комплекте с электронным индикатором 4, смонтированным на пульте управления работой воздухоразделительной установки.

При аварийной остановке масляного насоса подача смазки осуществляется с помощью питателя 17, из которого масло выдавливается сжатым воздухом в систему смазки в течение наперед заданного промежутка времени.

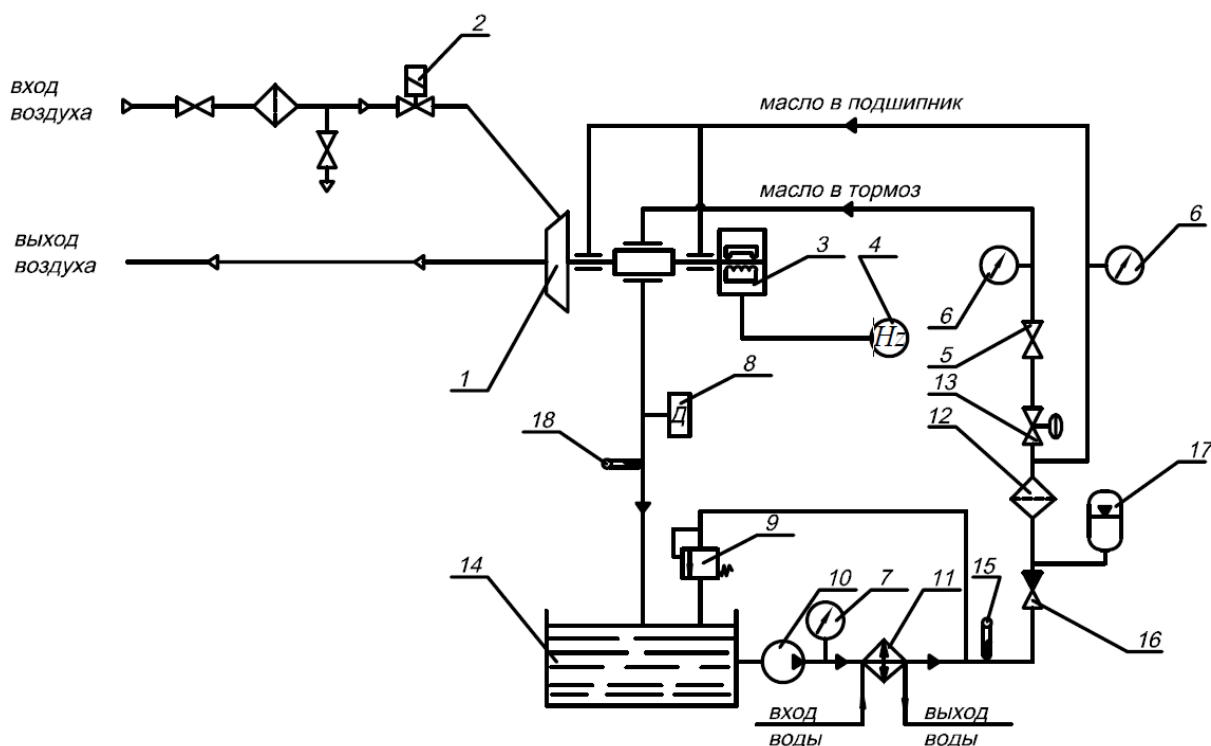


Рис. 4. Технологическая схема турбодетандерного агрегата:

- 1 – турбина; 2 – клапан отсечной; 3 – датчик; 4 – индикатор скорости вращения; 5 – вентиль; 6 – манометр; 7 – манометр электроконтактный; 8 – реле давления; 9 – клапан предохранительный; 10 – насос масляный; 11 – охладитель; 12 – фильтр; 13 – клапан; 14 – бак; 15 – термометр; 16 – обратный клапан; 17 – питатель аварийный; 18 – термометр



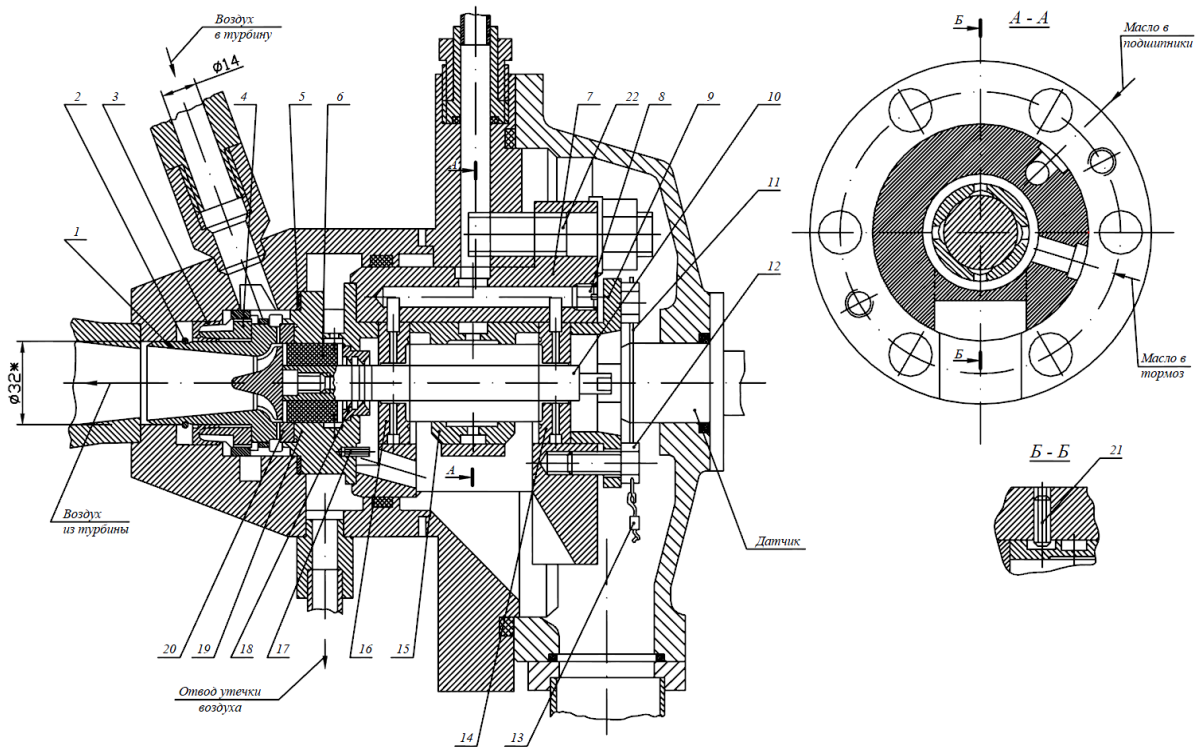


Рис. 5. Турбина (ДТ-0.8/20; ДТ - 1,8/20):

1— щека покрывная; 2 — кольцо; 3 — манжета; 4 — гайка; 5 — прокладка; 6 — втулка; 7 — стойка; 8 — винт; 9 — фланец; 10 — ротор; 11 — проволока; 12 — болт; 13 — пломба; 14 — подшипник задний; 15 — втулка тормозная; 16 — подшипник передний; 17 — штифт; 18 — втулка; 19 — корпус уплотнения; 20 — щека лопаточная; 21 — винт; 22 — шпилька

Для смазки и охлаждения турбодетандера рекомендуется применять следующие минеральные масла:

- турбинное Т-22 и Ткп -22, ГОСТ 32-74;
- сепараторное Т, ГОСТ 176-50;
- МТ-16п, ГОСТ 6360-58;
- промышленное 20 (веретенное 3) и ИС-20, ГОСТ 20799-75;
- ХА-23 и ХФ-12-18, ГОСТ 5546-66.

Допускается применение смесей указанных масел при вязкости смеси в диапазоне 14 – 23 сСт. Срок службы масел колеблется от 6 до 12 месяцев и зависит от сорта масла и его температуры на сливе агрегата.

Контроль качества масел производится не реже одного раза в компанию; основным критерием пригодности смазки для дальнейшего применения является кислотное число, величина

которого не должна превышать норматива, соответствующего действующим стандартам.

Параметры существующих одновальных воздушных турбодетандеров приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Параметры	Размерность	Обозначение турбодетандера					
		ДТ-0.3/4	ДТ-0.6/4	ДТ-0.8/20	ДТ-1.3/4	ДТ-1.5/4	ДТ-1.8/20
$\bar{m}$	кг/ч	320	600	800	1300	1500	1800
$p_{н.ном}$	МПа	4,0	4,0	20,0	4,0	4,0	20,0
$p_{н.мах}$		6,3	6,3	20,0	6,3	6,3	20,0
$p_k$		1,1	0,6				
$T_n$	К	223	173	248	173	173	238
$T_k$		178	120	120	133	116	118
$n$	$c^{-1}$	2500	2500	2833,3	2500	2500	2833,3
$W_{воды}$	кг/ч	3	3	6			

## 1.2. Техническое задание на выполнение расчетной работы

Рабочий газ (сухой)	Воздух
Газовая постоянная, Дж/(кгК)	$R = 287,1$
Показатель адиабаты	$k = 1,4$
Начальное давление на входе в детандер, МПа	$p_n = \dots$
Конечное давление на выходе из детандера, МПа	$p_k = \dots$
Начальная температура газа, К	$T_n = \dots$
Расход газа, кг/ч (кг/с)	$\bar{m} = \dots$
Тип рабочего колеса (закрытое, полуоткрытое)	.....

На основе анализа технического задания студент выбирает схему агрегата (редукторный – безредукторный вариант), приводит эскиз проточной части детандера (аналог рис. 2) с указанием основных элементов и контрольных сечений и определяет номинальное отношение давлений  $\Pi = p_n/p_k$ .

## 1.3. Алгоритм термо-газодинамического расчета турбодетандера реактивного типа

1. В соответствии с теорией расширительных машин [1 – 3] и опытом проектирования и эксплуатации реактивных

турбодетандеров угол потока газа на выходе из соплового аппарата (см. рис. 6) рекомендуется задавать в диапазоне:  $\alpha_1 = 14 \div 20^\circ$ .

2. Скоростной коэффициент соплового аппарата  $K_c$  определяется соотношением

$$K_c = C_1 / C_{1s} \approx 0,94 - 0,96, \quad (1)$$

где  $C_{1s}$  – теоретически возможная (изоэнтروпная) скорость газа в сечении 1-1;  $C_1 < C_{1s}$  – фактическая скорость потока газа в сечении 1-1.

Обозначим изменение кинетической энергии потока газа, проходящего через сопловой аппарат, величиной  $\Delta h_c$ , которую запишем в виде

$$\Delta h_c = \frac{1}{2} \cdot (C_{1s}^2 - C_1^2). \quad (2)$$

Величина  $\Delta h_c$  характеризует гидравлические потери в сопловом аппарате, обусловленные вязкостью рабочего вещества, формой каналов соплового аппарата и шероховатостью его рабочих поверхностей. Работа, затраченная на преодоление вязкостного трения, преобразуется в теплоту  $q_c \approx \Delta h_c$ , что ведет к повышению энтальпии (температуры) газа на выходе из соплового аппарата, т.е. к потере холодопроизводительности агрегата на величину  $\Delta h_c$ .

3. Полный (располагаемый) изоэнтропный теплоперепад (при  $q_{\text{внеш}}=0$ ) находим с помощью уравнения

$$h_s = h_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_{\text{н}} \cdot R \cdot T_{\text{н}} \left[ 1 - \left( \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (3)$$

где коэффициент сжимаемости воздуха  $\xi_{\text{н}} = f(p_{\text{н}}, T_{\text{н}})$  определяем, используя литературные данные [4], а остальные величины, входящие в уравнение (3), известны из задания на проектирование.

4. Зная величину  $h_s$ , находим условную скорость потока газа  $C_s$ , соответствующую изоэнтропному процессу расширения. Для этого воспользуемся уравнениями

$$h_s = \frac{C_s^2}{2} \Rightarrow C_s = \sqrt{2h_s}. \quad (4)$$

5. При выборе угла установки профиля лопаток на входе в рабочее колесо реактивных турбодетандеров  $\beta_{\text{л1}}$  рекомендуется соблюдать условие

$$\beta_1 \approx \beta_{\text{л1}} = 90^\circ,$$

где угол  $\beta_1 = 90^\circ$  соответствует радиальному направлению относительной скорости газа на входе в лопаточный аппарат рабочего колеса ( $W_1 = W_{r1}$ ).

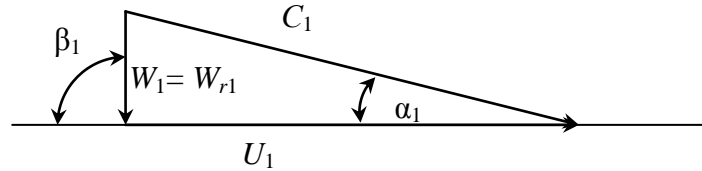


Рис. 6. Треугольник скоростей на входе в лопаточный аппарат рабочего колеса (сечение 1-1) реактивного турбодетандера:

$W_1$  – относительная скорость газа;  $U_1$  – переносная скорость газа;  $C_1$  – абсолютная скорость газа

6. В соответствии с рекомендациями [1, 2] в реактивных турбодетандерах коэффициент возврата тепла  $\theta$  может быть задан в следующем диапазоне:

$\theta = 0,01 - 0,015$  – для детандеров низкого давления;

$\theta = 0,02 - 0,03$  – для детандеров среднего давления;

$\theta = 0,04 - 0,05$  – для детандеров высокого давления.

Задаваясь величиной  $\theta = f(p_H)$ , определим в первом приближении степень реактивности  $\rho = f(\theta, \alpha_1)$  рабочего колеса турбодетандера

$$\rho = (1 + \theta) - \frac{1}{2 \cdot \cos \alpha_1} \quad (5)$$

7. Действительная скорость истечения газа из соплового аппарата с учетом полученных величин будет равна

$$C_1 = C_s \cdot K_C \sqrt{1 + \theta - \rho} \quad (6)$$

8. В соответствии с заданным треугольником скоростей на выходе из соплового аппарата (см. рис. 6) соотношение переносной и абсолютной скоростей газа на входе в рабочее колесо подчиняется уравнению

$$\frac{U_1}{C_1} = \cos \alpha_1 \quad (7)$$

9. Согласно уравнению (7) расчетная переносная скорость на внешнем диаметре рабочего колеса будет равна

$$U_1 = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (8)$$

Опытным путем было установлено, что близкий к максимуму изоэнтропный КПД реактивного турбодетандера достигается при выполнении условия

$$\frac{U_1}{C_s} = K_c \cdot \cos \alpha_1 \sqrt{\theta - \rho} = 0,65 \div 0,69. \quad (9)$$

На основании уравнения (9) определяем величину  $\frac{U_1}{C_s}$  и устанавливаем её соответствие рекомендуемому диапазону.

10. Величину относительной скорости газа на входе в рабочее колесо  $W_1$  в соответствии с рис. 6 находим по уравнению

$$W_1 = C_1 \cdot \sin \alpha_1. \quad (10)$$

11. С учетом принятого (см. п. 2) значения скоростного коэффициента  $K_c$  изоэнтропная скорость истечения газа из соплового аппарата будет равна

$$C_{1s} = \frac{C_1}{K_c}. \quad (11)$$

Тогда с учетом уравнений (1), (2), (6) и (11) находим

$$\Delta h_c = 0,5 \cdot C_1^2 [(C_{1s}/C_1)^2 - 1] = \frac{1}{2} \cdot C_1^2 [(1/K_c^2) - 1]. \quad (12)$$

12. Действительный теплоперепад в сопловом аппарате с учетом возврата теплоты трения  $q_c$  будет равен, Дж/кг

$$h_{CA} = \frac{C^2}{2}. \quad (13)$$

По аналогии с уравнением (3) действительный теплоперепад в сопловом аппарате можно представить в виде

$$h_{CA} = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_H \cdot R \cdot T_H \left[ 1 - \left( \frac{p_1}{p_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (14)$$

Преобразуя уравнение (14), получим

$$h_{CA} = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_H \cdot R \cdot [T_H - T_1]. \quad (15)$$

ИЛИ

$$T_H - T_1 \approx \Delta T_{H-1} = \frac{h_{CA}}{\frac{k}{k-1} \cdot \xi_H \cdot R} \quad (16)$$

13. Решая уравнение (16) относительно температуры газа на выходе из соплового аппарата  $T_1$  (вход в рабочее колесо), получим

$$T_1 = T_H - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{h_{CA}}{\xi_H \cdot R} \quad (17)$$

14. По аналогии с уравнением (13) изоэнтропный теплоперепад в сопловом аппарате находим в соответствии с уравнением, Дж/кг

$$h_{sCA} = \frac{C_{1s}^2}{2} \quad (18)$$

15. Для контроля правильности полученных выше величин повторно определим степень реактивности рабочего колеса по уравнению

$$\rho = \left( 1 + \theta \right) \frac{h_{sCA}}{h_s} \quad (19)$$

При получении близких значений коэффициента реактивности по уравнениям (5) и (19) расчет детандера следует продолжить.

16. Изоэнтропная температура газа на выходе из соплового аппарата

$$T_{1s} = T_H - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{h_{sCA}}{\xi_H \cdot R} \quad (20)$$

17. Повышение температуры газа на выходе из соплового аппарата за счет преобразования внутренней работы трения в теплоту находим в виде

$$\Delta T_{1s-1} = T_{1s} - T_1 \quad (21)$$

18. Давление газа на выходе из соплового аппарата (вход в рабочее колесо)

$$p_1 = p_H \cdot \left( \frac{T_1}{T_H} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (22)$$

19. Коэффициент сжимаемости при параметрах газа на входе в рабочее колесо

$$\xi_1 = f(\phi_1, T_1) \quad (23)$$

20. В выполненных конструкциях турбодетандеров отношение диаметров на входе и выходе рабочих колес подчиняется соотношениям

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{d_1} \cdot$$

закрытые колеса	полуоткрытые колеса
0,35 ÷ 0,5	0,25 ÷ 0,35

С учетом выбранного типа рабочего колеса (например, закрытого типа) примем для проектируемого детандера:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{d_1} = 0,4.$$

21. Переносную скорость на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса (сечение 2-2) находим из соотношений

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n}{\pi \cdot d_1 \cdot n} \text{ и } U_2 = U_1 \left( \frac{d_2}{d_1} \right). \quad (24)$$

22. Угол установки профиля лопаток на выходе из рабочего колеса  $\beta_2$  принимается с учетом проверенных на практике конструктивных решений, обеспечивающих высокий уровень эффективности работы турбодетандера. В треугольнике скоростей на выходе из рабочего колеса (см. рис. 7) задаем рекомендуемые значения характерных углов:

$$\alpha_2 = 90^\circ \text{ и } \beta_2 = 32 \div 45^\circ.$$

Принимаем  $\beta_2 = 32^\circ$ .

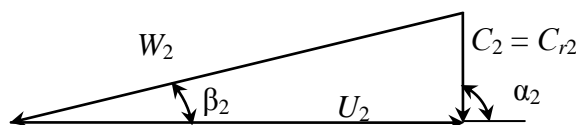


Рис. 7. Треугольник скоростей на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса турбодетандера (сечение 2-2)

23. В соответствии с рис. 7 относительную скорость газа на выходе из рабочего колеса находим по уравнениям

$$\frac{U_2}{W_2} = \cos\beta_2; \quad W_2 = \frac{U_2}{\cos\beta_2}. \quad (25)$$

24. Абсолютная скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$\frac{C_2}{W_2} = \sin \beta_2; \quad C_2 = W_2 \cdot \sin \beta_2. \quad (26)$$

25. Изоэнтروпный теплоперепад в рабочем колесе

$$h_{sPK} = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_1 \cdot R \cdot T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_K}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (27)$$

26. Фактический коэффициент возврата теплоты в ступени турбодетандера

$$\theta = \frac{h_{sPK} + h_{sCA}}{h_s} - 1. \quad (28)$$

27. Теоретическая температура газа на выходе из рабочего колеса.

Преобразуя уравнение (27), получим

$$h_{sPK} = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_1 \cdot R \cdot T_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_K}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} \cdot \xi_1 \cdot R \cdot (T_1 - T_{Ks}).$$

Решая данное уравнение относительно  $T_{Ks}$ , получим уравнение для расчета конечной температуры газа на выходе детандера, соответствующей изоэнтропному процессу расширения,

$$T_{Ks} = T_1 \left[ 1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{h_{sPK}}{\xi_1 \cdot R \cdot T_1} \right]. \quad (29)$$

28. Определение абсолютных и относительных потерь на трение в каналах рабочего колеса. По физическому смыслу эти потери идентичны потерям в сопловом аппарате и могут быть найдены по уравнению

$$\Delta h_K = \frac{1}{2} \cdot (W_{2s}^2 - W_2^2).$$

При примерном равенстве относительных скоростей на входе и выходе рабочего колеса ( $W_1 \approx W_2$ ), что характерно для турбодетандеров при  $\beta_1 \approx 90^\circ$ , гидравлические потери в рабочем колесе рассчитываются по уравнениям:

$$\Delta h_K = \frac{W_1^2}{2} \quad (\text{Дж/кг}) \quad \text{и} \quad \Delta \bar{h}_K = \frac{\Delta h_K}{h_s}. \quad (30)$$



29. Потери на дисковое трение равновеликие теплоте подводимой к газу в пределах каналов рабочего колеса. Задаваясь рекомендуемой величиной относительных потерь в диапазоне  $\Delta \bar{h}_{д.тр} = 0,03 \div 0,04$ , абсолютные потери на дисковое трение находим по уравнению, (Дж/кг)

$$\Delta h_{д.тр} = \Delta \bar{h}_{д.тр} \cdot h_s . \quad (31)$$

30. Действительный теплоперепад в рабочем колесе находим в соответствии с уравнением, (Дж/кг)

$$h_{ПК} = h_{sПК} - (\Delta h_{д.тр} + \Delta h_K) . \quad (32)$$

31. По аналогии с п.27 (стр. 16) определяем действительную температуру газа на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса

$$T_2 = T_1 \left[ 1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{h_{ПК}}{\xi_1 \cdot R \cdot T_1} \right] . \quad (33)$$

32. Давление газа на выходе из рабочего колеса будет равно

$$p_2 = p_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} . \quad (34)$$

33. По найденным значениям  $p$  и  $T$  определяем коэффициент сжимаемости, соответствующий параметрам газа на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса, т.е.  $\xi_2 = f(p_2, T_2)$ .

34. Расчет гидравлического КПД детандера  $\eta_r$ .

Гидравлический КПД  $\eta_r$  представляет собой отношение технической работы  $l$ , переданной при расширении 1 кг газа на лопаточный аппарат рабочего колеса, к располагаемому изоэнтропному теплоперепаду  $h_s = \frac{1}{2} \cdot C_s^2$ , т.е.  $\eta_r = \frac{l}{h_s}$ .

В соответствии с уравнением Эйлера [1] в общем случае  $l = U_1 C_{U1} - U_2 C_{U2}$ . При  $\alpha_2 = 90^\circ$  (см. рис. 7) оно записывается в виде:  $l = U_1 C_{U1} - U_1 C_1 \cos \alpha_1$ . С учетом полученных соотношений гидравлический КПД запишем в виде

$$\eta_r = 2 \frac{U_1 C_1 \cos \alpha_1}{C_s^2} = 2 \left( \frac{U_1}{C_s} \right) \cdot \left( \frac{C_1}{C_s} \right) \cdot \cos \alpha_1 . \quad (35)$$

Преобразуя уравнение (19), получим

$$\cos\theta \cdot \rho = \frac{h_{sCA}}{h_s} = \left(\frac{C_{1s}}{C_s}\right)^2 = \left(\frac{C_{1s}}{C_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{C_1}{C_s}\right)^2 = \left(\frac{1}{K_c^2}\right) \cdot \left(\frac{C_1}{C_s}\right)^2,$$

откуда (см. уравнение (6))

$$\left(\frac{C_1}{C_s}\right) = K_c \cdot \cos\theta \cdot \rho^{-\frac{1}{2}}. \quad (36)$$

Совместное решение уравнений (35) и (36) позволяет представить гидравлический КПД в виде

$$\eta_{\Gamma} = 2 \left(\frac{U_1}{C_s}\right) \cdot K_c \cdot \cos\theta \cdot \rho^{-\frac{1}{2}} \cdot \cos\alpha_1, \quad (37)$$

где отношение скоростей  $U_1$  и  $C_s$  в элементах реактивных турбодетандеров рекомендуется [2] выбирать в диапазоне

$$\left(\frac{U_1}{C_s}\right)_{\text{опт}} = 0,65 - 0,69.$$

При выполнении данной рекомендации достигается максимально возможная эффективность работы турбодетандера.

С другой стороны, гидравлический КПД определяется из уравнения

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta h_c + \Delta h_k + \Delta h_{\text{вых}}}{h_s}. \quad (38)$$

Расчет величин  $\Delta h_c$  и  $\Delta h_k$  ведется в соответствии с уравнениями (12) и (30). Величина  $\Delta h_{\text{вых}}$  представляет собой необратимые потери с выходной скоростью газа, вытекающего из рабочего колеса. Физически эти потери обусловлены тем, что для вытекания газа из рабочего колеса он должен обладать определенной скоростью  $C_2$ , т.е. располагать кинетической энергией, неиспользованной для понижения энтальпии (температуры) газа в рабочем колесе. В отводящем устройстве детандера кинетическая энергия преобразуется в теплоту, что способствует повышению температуры газа после выхода из рабочего колеса.

С учетом сказанного

$$\Delta h_{\text{вых}} = \frac{1}{2} \cdot C_2^2. \quad (39)$$

35. Адиабатный КПД турбодетандера находим по уравнению

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{h_{\text{ТД}}}{h_{s\text{ТД}}}, \quad (40)$$

где  $h_{\text{ТД}}$  – действительный теплоперепад в турбодетандере;  $h_{s\text{ТД}}$  – полный изоэнтропный теплоперепад.

Связывая адиабатный КПД с гидравлическим, запишем:

$$\eta_{\text{ад}} = \eta_{\text{Г}} - (\Delta \bar{h}_{\text{д. тр}} + \Delta \bar{h}_{\text{пер}} + \Delta \bar{h}_{\text{вент}}), \quad (41)$$

где величина  $\Delta \bar{h}_{\text{д. тр}}$  определяется согласно п. 29;

относительная величина перетечек газа  $\Delta \bar{h}_{\text{пер}} = 0,01 - 0,02$ ;

потери на вентиляцию для закрытых рабочих колес  $\Delta \bar{h}_{\text{вент}} = 0$ .

Окончательно уравнение для расчета адиабатного КПД представим в виде

$$\eta_{\text{ад}} = 1 - \frac{\Delta h_{\text{с}} + \Delta h_{\text{к}} + \Delta h_{\text{вых}}}{h_{\text{с}}} - \frac{\Delta h_{\text{д. тр}} + \Delta h_{\text{пер}} + \Delta h_{\text{вент}}}{h_{\text{с}}}. \quad (42)$$

36. Полный действительный теплоперепад в детандере

$$h_{\text{ТД}} = \eta_{\text{ад}} \cdot h_{\text{с}}. \quad (43)$$

37. Конечную температуру газа за детандером находим по уравнению

$$T_{\text{к}} = T_{\text{н}} - \eta_{\text{ад}} (T_{\text{н}} - T_{\text{кс}}). \quad (44)$$

#### 1.4. Определение геометрических параметров рабочего колеса

1. Опыт проектирования реактивных турбодетандеров показывает, что скоростной коэффициент потока газа в канале за рабочим колесом  $\Psi_{\text{с}}$  может быть задан на основе соотношения

$$\Psi_{\text{с}} = \frac{C_0}{C_{2r}} = 1,05 \div 1,1, \quad (45)$$

где  $C_0$  – скорость газа в выходном сечении турбодетандера (в воронке, с диаметром отверстия  $d_0$ );

$C_{2r}$  – радиальная составляющая абсолютной скорости газа на выходе из лопаточного аппарата рабочего колеса.

В нашем случае при  $\beta_1 \approx \beta_{1л} = 90^\circ$  справедливо соотношение:

$$\frac{C_o}{C_{2r}} = \frac{C_o}{C_2}.$$

2. С учетом соотношений в п.1 (стр. 19) скорость газа  $C_o$  находим из уравнения

$$C_o = \psi_c \cdot C_2 \cdot \sin \alpha_2. \quad (46)$$

3. Определим плотность газа в характерных сечениях проточной части:

$\rho_{i(2-к)} = f(\varphi_i, T_i)$  – по табличным данным реального газа [4];

$\rho_{i(2-к)} = \frac{p}{\xi \cdot R \cdot T}$  – на основе уравнения состояния реального

газа.

Примечание: При параметрах газа вблизи кривой насыщения ошибка в определении  $\xi_i$  может быть достаточно велика. В этом случае принимаем  $\xi_1 \approx \xi_2 \approx \xi_k = \text{const}$ .

4. Для реактивных турбодетандеров рекомендуются следующие конструктивные соотношения:

$$\psi_o = \frac{d_o}{d_2} = 0,9 \div 1,0 \quad \text{и} \quad \psi_{вт} = \frac{d_{вт}}{d_2} = 0,3 \div 0,4,$$

где  $d_{вт}$  – диаметр втулки рабочего колеса.

5. Условный коэффициент расхода потока газа на выходе из детандера

$$\mu_{усл} = \psi_o \cdot \bar{d}_{2-1} \cdot \psi_{вт}^2 \cdot \frac{C_o}{U_1}. \quad (47)$$

6. Внешний диаметр рабочего колеса

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\bar{m}}{\pi\mu_1 U_1 \rho_k}}. \quad (48)$$

7. Частота вращения ротора турбодетандера

$$n = \frac{U_1}{\pi d_1}. \quad (49)$$

8. Внутренний диаметр лопаточного аппарата рабочего колеса

$$d_2 = \bar{d}_2 \cdot d_1. \quad (50)$$

9. Внешний диаметр выходного сечения (воронки) турбодетандера

$$d_o = \psi_o \cdot d_2 . \quad (51)$$

10. Внутренний диаметр выходного сечения (воронки) турбодетандера

$$d_{\text{вТ}} = \psi_{\text{вТ}} \cdot d_o . \quad (52)$$

11. Ширина каналов лопаточного аппарата на входе в рабочее колесо

$$b_1 = \frac{\bar{m}}{\pi \cdot d_1 \cdot \tau_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1} , \quad (53)$$

где коэффициент стеснения потока газа  $\tau_1$  в выполненных конструкциях турбодетандеров лежит в диапазоне  $\tau_1 = 0,9 \div 0,95$ .

Относительная ширина лопаток на входе в рабочее колесо будет равна

$$\bar{b}_1 = \frac{b_1}{d_1} . \quad (54)$$

12. Ширина каналов лопаточного аппарата на выходе из рабочего колеса

$$b_2 = \frac{\bar{m}}{\pi \cdot d_2 \cdot \tau_2 \cdot C_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \rho_2} , \quad (55)$$

где коэффициент стеснения потока газа  $\tau_2$  в выполненных конструкциях турбодетандеров лежит в диапазоне  $\tau_2 = 0,85 \div 0,90$ .

Относительная ширина лопаток на выходе из рабочего колеса будет равна

$$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{d_2} . \quad (56)$$

13. Минимально необходимое число лопаток в рабочем колесе находим из уравнения

$$z_{\text{л. min}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \tau_1}{\text{tg} \alpha_1} . \quad (57)$$

14. Расчетное число лопаток рабочего колеса на диаметре  $d_1$  определяется по эмпирической зависимости

$$z_{\text{л}} \approx 10 + \left( 0,03 \div 0,04 \right) d_1 , \quad (58)$$

где величина  $d_1$  подставляется в мм.

Рабочее число лопаток определяется соотношением:  $z_{\text{л}} \geq z_{\text{л. min}}$ .

## **1.5. Заключение**

На основании полученных данных к расчетно-пояснительной записке курсовой работы прилагается эскиз ступени с указанием входящих в её состав элементов, характерных сечений проточной части и основных размеров; приводятся графические зависимости, характеризующие изменение параметров газа в пределах проточной части турбодетандера.

## 2. ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ, КОНСТРУКЦИЙ СТУПЕНЕЙ И КОМПЛЕКТУЮЩИХ УЗЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДЕТАНДЕРОВ

### Введение

В области высоких начальных давлений и малых расходов газа широко применяются детандеры. На стадии предварительного термодинамического и конструктивного расчета обычно принимается ряд допущений и предположений [5], базирующихся на эмпирических данных, полученных при испытаниях ранее созданных машин. Такой подход корректен лишь в том случае, если проектируемые и существующие машины конструктивно идентичны друг другу и работают на достаточно близких по параметрам режимах. Поэтому фактические показатели вновь создаваемых или модернизируемых расширительных машин, отличающихся от существующих геометрическими размерами ступеней, режимными параметрами, новизной конструкции комплектующих узлов, особенностями систем смазки и охлаждения, а также родом используемых рабочих веществ, могут отличаться от параметров, полученных в ходе предварительного термодинамического и конструктивного расчета.

Среди факторов, в наибольшей степени влияющих на отклонение расчетных параметров проектируемых машин от фактических, отметим:

1. Примерное задание относительных мертвых пространств ступеней на стадии предварительного термодинамического расчета, что связано с отсутствием сведений о типе, числе и способе размещения клапанов;

2. Ориентировочное определение параметров газа в характерных точках рабочего цикла, что на этапе предварительного термодинамического и конструктивного расчета связано с трудностями учета интенсивности процессов теплообмена и массопереноса между рабочей камерой и примыкающими к ней полостями.

3. Выбор характерных параметров клапанов на основе эквивалентного сечения в щели полностью открытых клапанов  $\Phi_{щ}$ , что не гарантирует оптимального сочетания конструктивных параметров клапанов (толщины  $\delta_{пл}$  и массы  $m_{пл}$  подвижных

клапанных пластин, их максимального перемещения  $h_{кл}$ , жесткости  $C_{пр}$ , числа  $Z_{пр}$  и предварительного натяга клапанных пружин  $h_0$ , действующих на отдельные пластины клапана), а следовательно, не позволяет прогнозировать действительный уровень статической  $v_{пр}$  и динамической  $v_{пер}$  негерметичности клапанов с выбранными в ходе предварительного термодинамического расчета габаритными размерами или посадочными диаметрами  $d_1$ .

Следствием такого подхода является расхождение в той или иной степени между расчетной и фактической производительностью, мощностью на валу детандера и показателями надежности и эффективности работы агрегата в целом.

С учетом указанных факторов целесообразным является выполнение численного эксперимента в объеме комплексного поверочного расчета, в ходе которого проводится сравнительный анализ ряда возможных вариантов исполнения проектируемой машины. На основе полученных результатов рекомендуется «оптимальный вариант» конструкции ступени с комплектующими узлами (клапаны, выхлопные окна, уплотнительные узлы, примыкающие к рабочей камере полости, ...), обеспечивающий заданный расход газа, современный уровень эффективности и надежности работы на номинальном режиме и удовлетворительную работу агрегата на режимах отличных от номинального.

Выполнение комплексного численного эксперимента проводится на базе прикладной программы КОМДЕТ-М [6–7] и позволяет в режиме экспресс-анализа сопоставлять ряд вариантов разрабатываемых детандеров (компрессоров) различного конструктивного исполнения и обосновывать принятие наиболее рациональных технических решений. Это предельно сокращает затраты на изготовление макетного (опытного) образца вновь создаваемых или модернизируемых машин, на подготовку и проведение натурных теплотехнических испытаний и доводку конструкции при устранении выявленных в ходе испытаний недостатков.

В основе программы КОМДЕТ-М лежит математическая модель рабочих процессов объекта исследования, воспроизводящая его геометрические и режимные параметры, свойства рабочего вещества и совокупность взаимосвязанных рабочих процессов с сохранением их логической структуры и последовательности во времени. В качестве объекта исследования при расчетном анализе



принимается ступень компрессора или детандера, состоящая из рабочей камеры переменного объёма и примыкающих к ней полостей постоянного или переменного объёма, связанных с рабочей камерой через органы газораспределения и уплотнительные узлы.

## **2.1. Оптимизация объекта исследования [6]**

### **Целевая функция**

Основной задачей комплексного поверочного расчета является ”оптимизация” рабочего цикла и конструкции ступеней модернизируемой или разрабатываемой машины на стадии проектирования.

Под оптимизацией будем понимать процесс поиска одного или ряда возможных проектных решений, при реализации которых достигаются наилучшие технико-экономические показатели проектируемой машины. Поиску оптимального проектного решения предшествует выбор основных характеристик или параметров объекта, формулируемых в виде целевой функции, минимум (или максимум) которой при соблюдении общепринятых технических ограничений отыскивается с помощью программы КОМДЕТ-М. Применительно к машинам объёмного действия в качестве целевой функции может выступать один или комплекс показателей, в частности: степень унификации машины комплектующими узлами, эффективность (КПД или удельная работа), надёжность динамически нагруженных узлов, абсолютные (или удельные) массогабаритные показатели, время освоения в производстве, трудоемкость изготовления и себестоимость продукции и т.д.

Оптимизация проектных решений обычно базируется на простейших целевых функциях при предельно простом, но обеспечивающем достижение поставленной цели и корректность полученных результатов вычислительном аппарате.

Вместе с тем оптимизация целевой функции может оказаться даже вредной, если в «оптимальном», на взгляд разработчика, варианте ступени не учитываются:

– сложившиеся принципы проектирования, включая требования к степени унификации узлов проектируемой машины в сравнении с ранее выпущенными, подлежащими ремонту в порядке сервисного обслуживания;

– новые технологические приемы (материалы) и связанные с этим затраты на изготовление оригинальных по конструкции комплектующих узлов;

– простота при эксплуатации, ремонтпригодность изделия, экологические аспекты и требования техники безопасности.

С учетом сказанного *в качестве целевой функции* при разработке перспективных конструкций поршневых детандеров обычно *используется комплекс критериев*, совокупно характеризующих эффективность работы агрегата (КПД), прогнозируемый уровень надежности (например, «наработка на отказ» динамически нагруженных элементов), тепловое состояние изделия (температуры, контролируемые при эксплуатации) и его удельные массогабаритные показатели.

## 2.2. Контрольные расчеты ступеней МОД

Контрольный расчет – это расчет ступени компрессора (КОМ) или детандера (ДЕТ), выполненный на ПЭВМ с вводом в программу расчета КОМДЕТ-М [7] исходных данных, соответствующих полученным в ходе ранее выполненного предварительного термодинамического и конструктивного расчета ступени с помощью упрощенной (инженерной) методики.

При проведении контрольных расчетов ступеней МОД в прикладную программу расчета КОМДЕТ-М в качестве исходных данных закладываются конструктивные и режимные параметры принятой при проектировании базы ( $P_6$ ,  $S_{п}$ ,  $L_{ш}$ ,  $\lambda_{ш}$ ,  $n$ ,  $c_{п}$ ) и найденные (или заданные в первом приближении) параметры ступени: род газа, его начальное  $p_n$  и конечное  $p_k$  давление, начальная температура  $T_n$ , диаметр цилиндра  $D_{ц}$ , относительное мертвое пространство ступени  $a$  и прочее. При этих исходных данных, согласно результатам предварительного термодинамического и конструктивного расчета МОД, должны обеспечиваться массовый  $m$  (или объёмный  $V$ ) расход газа, его конечная температура  $T_k$  ( $T_{нг}$ ) и другие интегральные параметры, удовлетворяющие требованиям технического задания на проектирование.

В ходе выполнения контрольных расчетов решаются следующие задачи.

## Ступень компрессора

- Анализируются полученные интегральные показатели ( $V$ ,  $N_{\text{инд}}$ ,  $T_{\text{нг}}$ ,  $\chi_{\text{вс}}$ ,  $\chi_{\text{нг}}$ ,  $\lambda_{\text{д}}$ ,  $\lambda_{\text{т}}$ ,  $\lambda_{\text{о}}$ ,  $\Delta\lambda_{\text{о.вс}}$ ,  $\Delta\lambda_{\text{о.нг}}$ ,  $W_{\text{с}}$ ,  $W_{\text{о}}$ ) и их соответствие заданию на проектирование.

- Оценивается тепловое состояние ступени по величине коэффициента подогрева  $\lambda_{\text{т}}$  и средней температуре нагнетаемого из цилиндра газа  $T_{\text{нг.ц}}$ .

- При предварительно заданных мертвых пространствах ступеней  $a_i = \frac{V_{\text{м}}}{V_{\text{h}}}$  уточняются фактические отношения давлений на

каждой из ступеней  $\Pi = \frac{\left( +\chi_{\text{нг}} \overline{D}_{\text{нг}} \right)}{\left( -\chi_{\text{вс}} \overline{D}_{\text{вс}} \right)}$ , величины газовых сил

$P_{\text{газ}} = f \left( \overline{I} \right)$ , действующих в направлении осей цилиндров, а также проверяется выполнение условия

$$P_{\text{газ}} \leq |P_{\text{б}}|.$$

- Анализируется совершенство конструкции клапанов, принятых на стадии предварительного термодинамического и конструктивного расчета: их число, тип и способ размещения в пределах ступени. Анализ проводится на основе данных, полученных в ходе контрольного расчета, включая:

- текущие параметры ступени (диаграммы давления, температуры и перемещения клапанных пластин в функции от угла поворота коленчатого вала), представленные в цифровой и графической форме, что позволяет судить о своевременности закрытия клапанов, наличии или отсутствии негативного с позиций прочности явления «флаттера» клапанных пластин и его интенсивности в процессах всасывания и нагнетания;

- комплекс интегральных параметров (индикаторная мощность и производительность ступени, абсолютные и относительные потери мощности в клапанах и углы запаздывания их закрытия, удельная работа и КПД), позволяющий выявить возможные недостатки конструкции ступени и комплектующих узлов на стадии проектирования.

- Анализируется соотношение газодинамических потерь в клапанах и в патрубках полостей всасывания и нагнетания.

- Оценивается интенсивность тепловых потоков в ступени на различных участках рабочего цикла.
- Производится оценка уровня скоростей движения пластин при посадке на седло  $W_c$  и ограничитель  $W_o$  клапана выбранной конструкции, по результатам которой прогнозируется степень надежности всасывающих и нагнетательных клапанов при заданном режиме работы ступени компрессора.

### Ступень детандера

- Обосновываются особенности системы газораспределения детандера (одно или двухклапанная), тип поршня (простого или двойного действия) и т.д.
  - Анализируется комплекс полученных интегральных показателей, включая  $m$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_5$ ,  $C_6$ ,  $\lambda_d$ ,  $\lambda_t$ ,  $N_{инд}$ ,  $T_k$ ,  $\eta_s$ ,  $W_o$ ,  $W_c$  и проверяется их соответствие заданию на проектирование при предварительно выбранном относительном мертвом пространстве  $a$ .
  - Оценивается достаточность заданного числа и сечений выпускных окон, технологичность их изготовления и своевременность начала открытия ( $C_3$ ).
  - Проверяется работоспособность ступени детандера  $\{C_6 = f(a, C_5, p_n/p_k) \geq 0\}$  при реальных зазорах в закрытых клапанах и уплотнительных узлах, заданном относительном мертвом пространстве ступени  $a$  и относительном ходе поршня в момент закрытия выпускных окон (клапанов)  $C_5$  и переменных в условиях эксплуатации режимных параметрах ( $p_n, p_k, T_n, n, \dots$ ).
  - Оцениваются текущие и интегральные газодинамические потери в клапанах и в патрубках впускной и выпускной полостей ступени детандера.
  - Производится оценка уровня скоростей движения пластин в момент посадки на седло  $W_c$  и ограничитель  $W_o$  клапана выбранной конструкции, по результатам которой прогнозируется надежность органов газораспределения при заданном режиме работы детандера.
- На основании результатов контрольных расчетов разработчик производит предварительную оценку совершенства конструкции проектируемой ступени, её комплектующих узлов и эффективности протекающих в ней рабочих процессов. В случае выявления негативных факторов разработчик планирует те или иные изменения

в конструкции ступени и в её отдельных элементах. Целесообразность рекомендуемых конструктивных изменений в исходном варианте ступени должна быть подтверждена в ходе поверочного расчета путем проведения комплексного численного эксперимента.

### 2.3. Численный эксперимент. Общие положения

Численному эксперименту предшествует эскизная проработка клапанов и выхлопных окон и способа их размещения в пределах ступени рассматриваемого типа (с поршнем одностороннего или двустороннего действия). На основе выполненных эскизов

определяются фактические (абсолютные  $V_m$  и относительные  $a^* = \frac{V_m}{V_h}$

) мертвые пространства проектируемых ступеней.

В ходе численного эксперимента рассматривается:

1. Ряд возможных вариантов исполнения ступеней, отличающихся размерами рабочей камеры ( $D_{ц}, d_{шт}, S_{п}, V_h$ ), объемами и диаметрами патрубков, примыкающих к цилиндру полостей ( $V_{пол}, d_{патр}$ ), комплектацией ступеней системами газораспределения и уплотнительными устройствами различного типа, а также фактической величиной относительного мертвого пространства ступени  $a^*$ , соответствующей выбранному типу и числу клапанов и способу их размещения (торцовое, боковое, комбинированное) в пределах ступени.

2. Целесообразность применения того или иного типа клапанов в зависимости от заданной частоты вращения вала, рода рабочего вещества и его начальной температуры, отношения давлений в ступени и изменения режимных параметров машины во времени в условиях эксплуатации.

При отыскании оптимального варианта клапанов могут варьироваться:

- тип клапана – индивидуальный или комбинированный, с пластинами различного типа (ленточные, кольцевые, тарельчатые, консольные и др.);
- при индивидуальных клапанах – их число и посадочный диаметр  $d_1$ ;

- число, геометрические размеры, максимальное перемещение клапанных пластин  $h_{\text{кл}}$  и условные зазоры в щелях закрытых клапанов  $\delta_{\text{усл}}$ ;

- число, жесткость  $C_{\text{пр}}$  и предварительный натяг  $h_0$  клапанных пружин;

- число, форма и сечения каналов в седле и ограничителе клапанов;

- схемы обтекания клапанных пластин потоком газа, а именно: двустороннее, внешнее, внутреннее обтекание пластин или их комбинация;

- наличие (или отсутствие) демпфирующих элементов в составе клапанов;

- степень перекрытия клапанов торцовыми крышками ступени или подвижным поршнем (при боковом расположении клапанов);

- наличие (или отсутствие) механического контакта элементов клапана с подвижным поршнем на отдельных участках рабочего цикла.

3. При комбинированной системе газораспределения, характерной для детандерных ступеней, с учетом заданных величин  $p_n$ ,  $p_k$ ,  $m$ ,  $D_{\text{ц}}$ ,  $a^*$  и  $C_6$  дополнительно анализируется степень загрузки базы детандеров с различным числом рядов ( $Z_p = 1 \dots 6$ ), размерами и формой (круглые, прямоугольные, в виде кольцевых или секторных канавок) выхлопных окон и их ориентацией относительно ВМТ, характерные геометрические параметры, определяющие моменты начала открытия  $C_3$  и завершения закрытия  $C_5$  выхлопных окон, перебег первого уплотнительного кольца  $\Delta$  за нижнюю кромку выхлопных окон при положении поршня в НМТ.

4. Предполагаемая конструкция уплотнительных узлов поршня (число уплотнительных и направляющих колец, их геометрические размеры и условные зазоры в функции от  $D_{\text{ц}}$ , межкольцевые объёмы и др.) и сальника в случае применения существующей многорядной базы крейцкопфного типа.

На основе анализа результатов численного эксперимента определяется оптимальный вариант исполнения ступени объекта исследования.

## 2.4. Оптимизация рабочего цикла и конструкции ступени ПД

### А. Повышение технико-экономических показателей прямоточной детандерной ступени

Задача: на стадии проектирования требуется обосновать оптимальное сочетание геометрических размеров элементов детандерной ступени, при котором достигается полная загрузка выбранной стандартной базы, минимальные вибрационные и массогабаритные показатели детандера, заданный массовый расход и требуемая конечная температура газа, высокий уровень эффективности и надежности в ходе эксплуатации.

#### Введение

Требование минимизации вибрационных и массогабаритных показателей, оговоренное при постановке задачи, может быть выполнено только при проектировании детандера на освоенных в отрасли «компрессоростроение» многорядных высокооборотных базах различного типа, для которых характерна хорошая уравновешенность сил инерции, а в ряде случаев и моментов от сил инерции. В зависимости от оговариваемого в техническом задании

на проектирование расхода газа  $m$  и отношения давлений  $\frac{P_H}{P_K}$  на входе и выходе детандера выбирается та или иная стандартная база, основные технические параметры которой (число рядов  $Z_p$ , допустимые осевые нагрузки по рядам  $P_0$ , ход поршня  $S_p$ , длина

шатуна  $L_{ш}$ , отношение  $\lambda_{ш} = \frac{S_p}{2L_{ш}}$ , максимально возможная частота

вращения вала  $n$  и средняя скорость поршня  $c_p = 2S_p n$ ) известны из справочной литературы. Полная загрузка выбранной базы достигается при равенстве максимальной газовой силы  $P_{газ}$ , действующей на поршень, с допустимым (номинальным) усилием базы  $P_0$ . Соответствующий данному условию максимальный диаметр цилиндров  $D_{ц}$  многорядного детандера находится из соотношения

$$P_{\text{газ}} = p_{\text{н}} \left( \frac{\pi}{4} \right) D_{\text{ц}}^2 = P_{\text{б}}.$$

Исходные данные. Рассматривается прямоточная малорасходная ступень поршневого детандера низкого давления, укомплектованного впускным самодействующим клапаном и золотником на выхлопе в виде круглых отверстий, расположенных в зоне НМТ.

Характерные конструктивные и режимные параметры ступени приведены в табл. 2.1.

Выполнению контрольного расчета и оптимизации конструкции ступени детандера предшествовал предварительный термодинамический расчет, в ходе которого были определены следующие исходные данные для ввода в прикладную программу расчета КОМДЕТ-М:

1. Задается рабочее вещество (воздух,  $R = 287,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ,  $k = 1,4$ )

и режим работы детандера:  $p_{\text{н}} = 0,8 \text{ МПа}$ ,  $T_{\text{н}} = 293 \text{ К}$ ,  $\rho_{\text{н}} = 9,507 \text{ кг/м}^3$ ,  $p_{\text{к}} = 0,11 \text{ МПа}$ .

2. С учетом допустимой нагрузки по рядам  $P_{\text{газ}} \leq P_{\text{б}}$  и заданного режима работы определяется максимально возможный диаметр цилиндра  $D_{\text{ц}} = 50 \text{ мм}$ .

3. Выбирается прямоточная одноклапанная ступень низкого давления с самодействующими сферическими впускными клапанами и выхлопными окнами в виде круглых отверстий в количестве, шт

$$Z_0 = f(D_{\text{ц}}, d_0) = 30.$$

4. На основе существующих инженерных методик [5] для выбранной базы с расчетным усилием по рядам  $P_{\text{б}} \leq 250 \text{ кг}$  в первом приближении находим:

• ожидаемый массовый расход газа  $m^*$ , кг/ч

$$m^* = \lambda_{\text{д}} \lambda_{\text{т}} \left( C_2 - C_6 \right) \rho_{\text{н}} V_h n,$$

где  $\lambda_{\text{д}} = 0,85 - 0,95$ ,  $\lambda_{\text{т}} = 1,01 - 1,02$ ,  $C_6 = 0,01 - 0,02$ ;

$C_2 = 0,4 - 0,5$  – для детандерных ступеней низкого давления.



Принимая  $\lambda_d = 0,9$ ,  $\lambda_T = 1,02$ ,  $C_2 = 0,45$ ,  $C_6 = 0,01$ , при расчетном диаметре цилиндра  $D_{ц} = 50\text{мм}$ , ходе поршня  $S_{п} = 45\text{мм}$  и  $n = 1500$  об/мин получим

$$m^* = 0,9 \cdot 1,02 \cdot (0,45 - 0,01) \cdot 9,507 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,05^2 \cdot 0,045 \cdot 1500 \cdot 60 = 30,5 \text{ кг/ч}$$

Таблица 2.1

**Конструктивные, режимные и расчетные параметры детандерной ступени**

Параметр	Размерность	Контрольный расчет	Варианты ступени, рассматриваемые в ходе оптимизации			
			ПД-1К	ПД-1А	ПД-1Б	ПД-1В
КОД	—	ПД-1К	ПД-1А	ПД-1Б	ПД-1В	ПД-1Г4
$P_6$	Т	0,25				
$D_{ц}$	мм	50				
$S_{п}$		45				
$\lambda_{ш}$	—	0,2				
$N$	об/мин	1500				
$p_n / p_k$	МПа	0,8 / 0,11				
$T_n$	К	293				
$A$	%	25,0	28,5			
$Z_o$	—	30				
$d_o$	мм	3,0		4,0		
$L_{oc}$		41,5				41,0
$\Delta$ (перебег)		2,0	2,0	1,5	1,5	2,0
$h_0$		2,0			2,3	2,4
$h_{кл}$		1,0				0,7
$Z_{кл}$		—	3			
$M$	кг/ч	22,20	24,04	24,23	30,65	30,87
$V$	нм <sup>3</sup> /мин	0,3072	0,3326	0,3353	0,4241	0,4272
$N_{инд}$	кВт	0,600	0,643	0,645	0,761	0,765
$p_2$	МПа	0,726	0,728	0,728	0,730	0,734
$p_4$		0,126	0,131	0,11 ( $p_4 = p_k$ )		
$T_2$	К	285,4	286,2	286,6	286,7	287,4
$T_k$		191,7	193,5	194,1	200,7	201,3
$\eta_s$	—	0,788	0,775	0,770	0,718	0,714
$\lambda_d$		0,9075	0,9100	0,9100	0,9125	0,9175
$\lambda_T$		1,0266	1,0236	1,0223	1,0220	1,0195
$C_2$		0,3723	0,3723	0,3705	0,4608	0,4581
$C_3$		0,8889	0,8889	0,8780	0,8780	0,8672
$C_5$		0,8884	0,8884	0,8775	0,8775	0,8666
$C_6$		0,0434	0,0178	0,0137	0,0146	0,0118
$W_{вх.о}$		м/с	3,21	2,54	2,42	2,52
$W_{вх.с}$		2,07	2,07	2,05	1,96	1,62

В ходе оптимизации конструкции ступени детандера фактический массовый расход газа  $m$  не должен быть меньше требуемого  $m^*$ :

- геометрические параметры и характерные сечения элементов впускного клапана заданного типа. Предварительная эскизная проработка позволила установить, что на торце цилиндра с диаметром  $D_{ц} = 50\text{мм}$  размещается 3(4) стандартных сферических клапана

с отверстиями в седле  $\frac{d_c}{d_c^*} = \frac{14}{15}$  мм и внешним диаметром  $\varnothing 25$  мм.

Принимая перемещение пластин клапана  $h_{кл} = 1$  (0,7) мм и  $Z_{кл} = 3(4)$ , находим:

сечение в седле

$$F_c = Z_{кл} d_c^2 \frac{\pi}{4} = 3(4) \cdot 1,4^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 4,616(6,154)\text{см}^2 ;$$

сечение в щели

$$F_{щ} = Z_{кл} \pi d_c^* h_{кл} = 3(4) \cdot \pi \cdot 1,5 \cdot 0,1(0,07) = 1,413(1,319)\text{см}^2 ,$$

где отношение сечений  $F_{щ} / F_c$  обычно лежит в диапазоне

$$0,3 \leq \frac{F_{щ}}{F_c} \leq 0,9 ,$$

а максимальное перемещение пластин клапана с целью снижения ударных напряжений ограничивают величиной  $h_{кл.макс} \leq 1,5$  мм;

- коэффициент расхода  $\mu_{щ}$  и критерий скорости потока газа в клапанах  $M_n$  , величины которых должны лежать в диапазоне:

$$0,5 \leq \mu_{щ} < 1 \text{ и } 0,1 \leq M_n \leq 0,2.$$

В рассматриваемых случаях

$$\mu_{щ} = 1 - 0,55 \left( \frac{F_{щ}}{F_c} \right)^{0,58} = 0,723;$$

$$M_n = \frac{c_n F_n}{\mu_n F_n \sqrt{RT_n}} = 0,126 .$$

С учетом принятых исходных данных выполняется контрольный расчет первоначального варианта исполнения ступени (табл. 2.1, вариант ПД-1К). Анализ результатов, полученных в цифровой (табл. 2.1) и графической форме (рис. 8, 1К), позволяет выявить недостатки исходной конструкции ступени и протекающих в ней рабочих процессов. В частности:

1. Пониженный ( $m = 22,2 < m^* = 30$  кг/ч) массовый расход газа через ступень. Из рассмотрения индикаторной диаграммы следует, что причиной снижения  $m$  является преждевременное открытие ( $C_6 > C_6^*$ ) и закрытие ( $C_2 < C_2^*$ ) впускного клапана. Устранение данного недостатка достигается путем повышения мертвого пространства ступени и упругой силы пружин впускного клапана. Последнее осуществляется за счет увеличения числа клапанных пружин, их жесткости или предварительного натяга.

2. Недорасширение газа в процессе выхлопа ( $p_4 > p_k$ ), что может быть устранено путем снижения величины  $C_3$ , характеризующей момент начала открытия выхлопных окон, изменением числа и геометрических размеров выхлопных окон и их ориентации относительно ВМТ ( $L_{oc} \downarrow$ ).

3. Высокий уровень изоэнтропного КПД ( $\eta_s = 0,788$ ) является следствием малой продолжительности процесса наполнения ( $C_2 \downarrow$  и  $m = f(C_2) \downarrow$ ); величина  $\eta_s$  будет снижаться по мере увеличения  $C_2$  и  $m \sim C_2$ .

4. Скорости соударения пластин с седлом превышают допустимые значения ( $W_c > 2$  м/с), что указывает на недостаточную надежность впускного клапана.

При оптимизации последовательно устраняется тот или иной дефект рассматриваемого варианта ступени детандера. Для этого в программу расчета разработчик вводит новые исходные данные, отражающие необходимые изменения в конструкции ступени детандера или режиме его работы и способствующие, по мнению оператора, устранению выявленных при контрольном расчете недостатков.

Алгоритм оптимизации исходного варианта ступени детандера (ПД-1К) можно представить в виде следующих основных этапов:

1. Увеличение относительного мертвого пространства ступени  $a$ . Изменение мертвого пространства от начальной величины  $a=25\%$  до конечного значения  $a^*=28,5\%$  позволяет снизить относительный ход поршня в момент открытия впускного клапана  $C_6^*$  и сократить за счет этого внутренние перетечки газа, обусловленные вытеснением его из цилиндра во впускную полость на участке нагнетания 6 – 1. Вследствие снижения  $C_6^*$  увеличивается массовый расход газа через ступень  $m^*$ .

Соотношение величин  $C_6^*$  и  $C_6$  дано в табл. 2.1 (варианты ПД-1К и ПД-1А), а на рис. 8, 1А показано качественное изменение процессов обратного сжатия и нагнетания на 1-м этапе оптимизации. На процессы наполнения, расширения и выхлопа изменение величины относительного мертвого пространства ступени заметного влияния не оказывает.

2. На 2-м этапе оптимизации проводится корректировка геометрических параметров выхлопных окон. Критерием правильности принятого при корректировке технического решения является выполнение условия:  $p_4 = p_k$ . При заданном числе выхлопных окон  $Z_o = f(\varphi_{ц}) \approx 30$  увеличиваем их диаметр от  $d_o = 3$  мм в варианте ступени ПД-1А до  $d_o = 4$  мм в варианте ПД-1Б, что приводит к увеличению сечения полностью открытых выхлопных окон  $F_o$  и более интенсивному истечению газа через выхлопные окна.

Наряду с этим, увеличение  $d_o$  при прежней ориентации окон относительно ВМТ ( $L_{oc} = \text{const}$ ) приводит к более раннему открытию выхлопных окон ( $C_3 \downarrow$ ) и их более позднему закрытию ( $C_5 \downarrow$ ). Величины  $C_6$  и  $C_5$  связаны между собой уравнением политропного сжатия на участке рабочего цикла 5–6. Поэтому снижение  $C_5$ , в свою очередь, способствует дальнейшему уменьшению величины  $C_6$  и росту массового расхода газа через ступень детандера.

Результаты расчетов, приведенные в табл. 2.1 и на рис. 8, 1Б, показывают, что при конструктивном исполнении ступени детандера, соответствующем варианту ПД-1Б, условие  $p_4 = p_k$  выполняется, но давление в цилиндре в конце процесса выхлопа становится равным конечному давлению за детандером ( $p_4 = p_k = 0,11$  МПа) при угле поворота вала  $\varphi = 174^\circ$ , т.е. раньше, чем поршень приходит в НМТ ( $\varphi = 180^\circ$ ).

3. На 3-м этапе оптимизации в конструкцию ступени, а соответственно и в программу расчета, вносятся изменения, направленные на повышение расхода газа через детандер до величины  $m^* \approx 30$  кг/ч, заданной в техническом задании на проектирование. Поставленная цель достигается путем увеличения предварительного натяга клапанных пружин, а именно: вместо  $h_0=2$  мм в промежуточном варианте ПД-1Б натяг повышается до  $h_0^*=2,3$  мм в варианте ПД-1В; при этом сохраняются прежние значения  $h_{\text{кл}}=1$  мм и  $L_{\text{ос}}=41,5$  мм.

Результаты расчетов, приведенные в табл. 2.1 и на рис. 8, 1В, показывают, что при конструктивном исполнении ступени детандера, соответствующем варианту ПД-1В, расход газа через детандер достигает  $m=30,65$  кг/ч. При этом изоэнтропный КПД рабочего цикла соответствует современному уровню ( $\eta_s=0,718$ ), а давление в цилиндре в конце процесса выхлопа  $P_4$  становится равным конечному давлению  $P_k$  при угле поворота вала  $\varphi = 179^\circ$ , т.е. практически в момент прихода поршня в НМТ.

4. К недостаткам конструктивного исполнения ступени детандера по варианту ПД-1В следует отнести близкие к предельным ( $W_c = 1,96$  м/с) скорости посадки пластин впускного клапана на седло, что указывает на недостаточную надежность принятой конструкции впускного клапана.

Для повышения надежности впускных клапанов на заключительном этапе оптимизации выполнен сравнительный анализ двух вариантов ступени детандера (ПД-1Г3 и ПД-1Г4), отличающихся следующими конструктивными признаками:

- в варианте ПД-1Г3, по сравнению с вариантом ПД-1В, за счет смещения выхлопных окон ( $\downarrow C_3$  и  $\downarrow L_{\text{ос}}$ ) к ВМТ увеличен перебеж уплотнительных колец ( $\Delta=2$  мм) за нижнюю кромку выхлопных окон, но сохранено количество впускных клапанов ( $Z_{\text{кл}}=3$ ) и высота подъёма их пластин ( $h_{\text{кл}}=1,0$  мм);

- в варианте ПД-1Г4 тот же перебеж колец ( $\Delta=2$  мм), но вместо трёх клапанов с расчетным перемещением пластин  $h_{\text{кл}}=1,0$  мм установлены четыре впускных клапана с уменьшенной высотой подъёма пластин ( $h_{\text{кл}}=0,7^{+0,05}$  мм); при этом суммарное проходное сечение в щели клапанов  $F_{\text{щ}}$  сохранено неизменным.

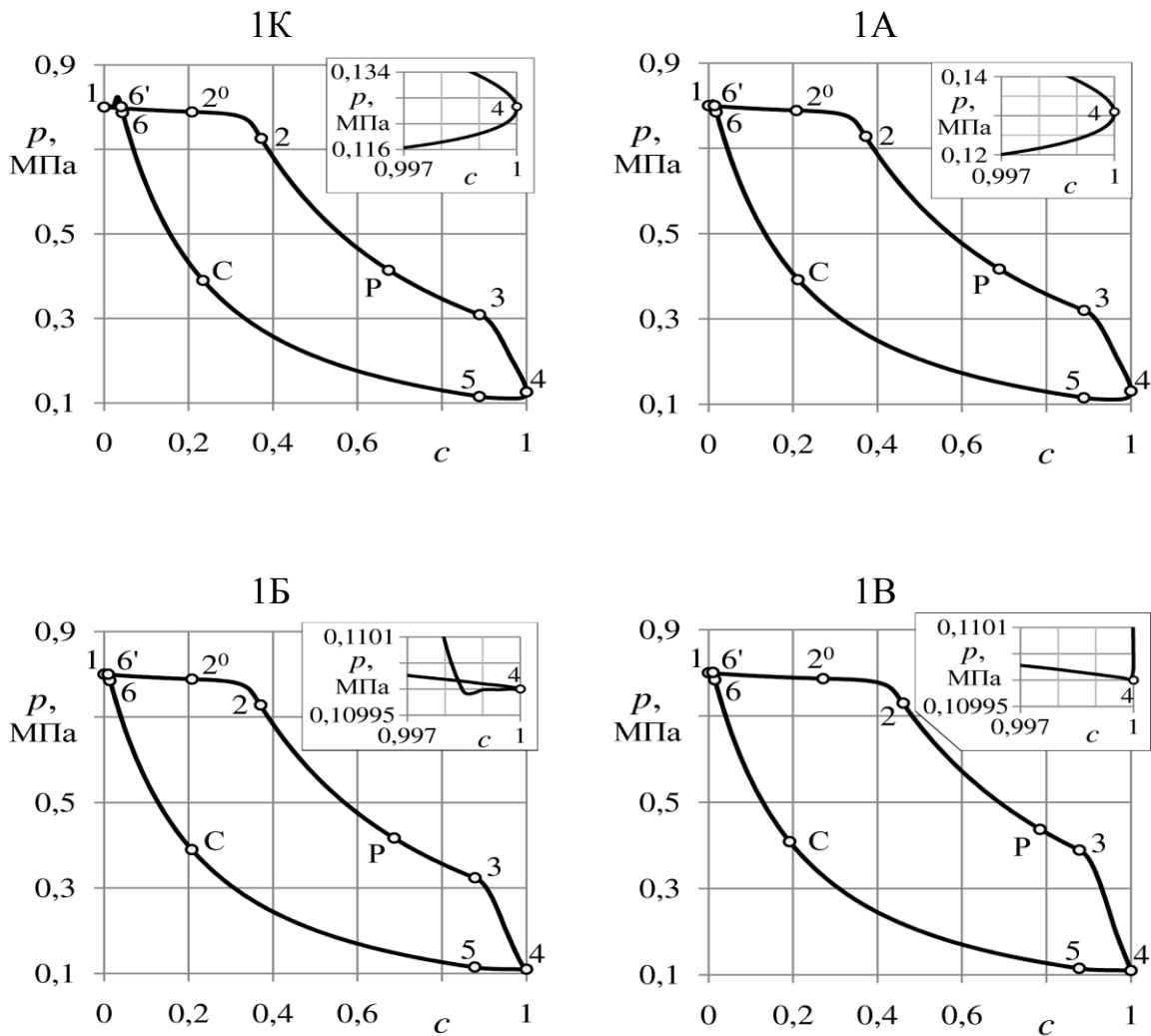


Рис. 8. Последовательность изменений в рабочем цикле в ходе оптимизации конструкции ступени детандера

Результаты расчета, приведенные в табл. 2.1 и на рис. 9, показывают, что в ступени детандера при  $F_{ш} = \text{const}$ ,  $Z_{кл} \rightarrow \text{max}$  и  $h_{кл} \rightarrow \text{min}$  существенно снижаются скорости соударения пластин с седлом, а следовательно, повышается надежность работы детандера.

1Г

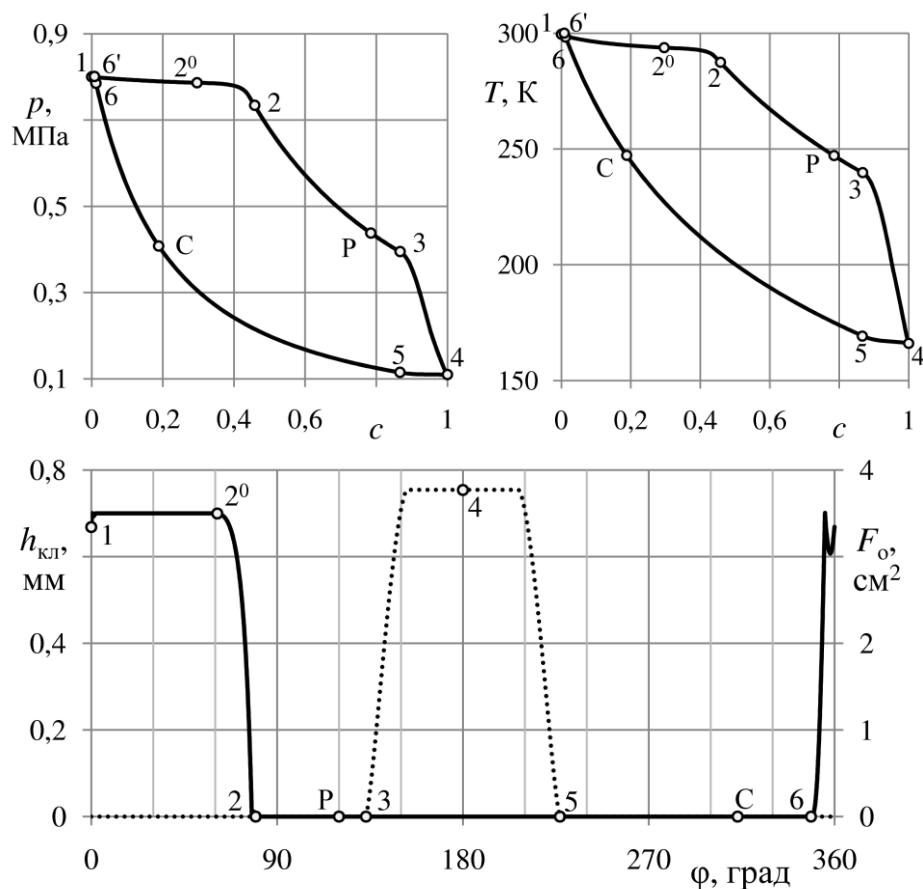


Рис. 9. Прогнозируемые текущие параметры оптимального варианта (ПД-1Г4) конструкции прямоточной детандерной ступени .....  $F_o$

На основании результатов, полученных в ходе численного эксперимента, можно сделать вывод, что вариант ступени детандера ПД-1Г4 является близким к оптимальному, поскольку обеспечивается:

- требуемые расход ( $m=0,87 \text{ кг/ч} \geq m^*$ ) и температура газа  $T_k=201,3 \text{ К}$ ;
- соответствующий современному уровню изоэнтропный КПД ( $\eta_s = 0,714$ );
- скорость посадки пластин на седло, величина которой не превышает допустимые значения ( $W_c = 1,62 \text{ м/с}$ ) и позволяет прогнозировать надежную работу клапанов.

**Б. Обеспечение идентичности рабочих циклов  
передней А и задней Б полостей детандерной ступени  
с поршнем двойного действия**

**Задача.** За последнее время активно разрабатываются установки для сжижения природного газа малой и средней производительности, в составе которых в ряде случаев становится целесообразным применение поршневых детандеров, выполненных на существующих оппозитных базах и укомплектованных ступенями с поршнем двойного действия. Такой подход позволяет резко сократить сроки проектирования и затраты на изготовление новой техники в условиях единичного или мелкосерийного производства.

Рассматривая приведенные на рис. 10 схемы детандерных ступеней с поршнем двойного действия, нетрудно убедиться, что площади поршня в передней А и задней Б полостях не равны друг другу, а различие в их величинах наиболее существенно в детандерах высокого давления, у которых диаметры цилиндров  $D_{ц} \rightarrow \min$ , приближаясь к диаметру штока  $d_{шт}$ .

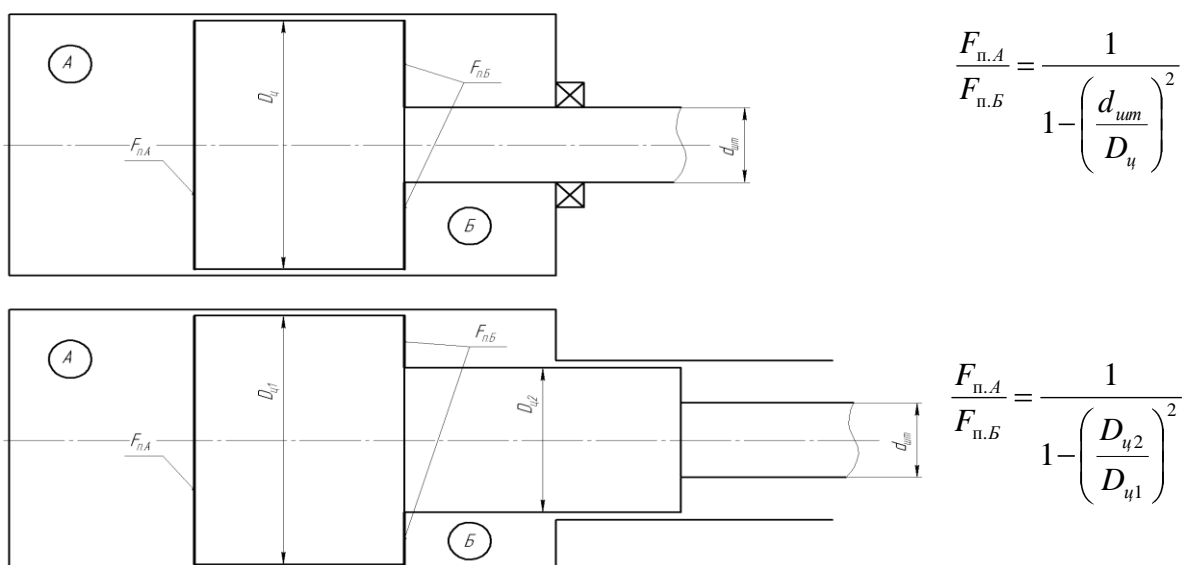


Рис. 10. Конструктивные схемы детандерной ступени с поршнем двойного действия

В случае комплектации ступени самодействующими нормально открытыми клапанами при  $F_{п.А} > F_{п.Б}$  продолжительность процессов наполнения в полости А при прочих одинаковых условиях будет существенно ниже, чем в полости Б, что приведет к отклонениям



не только в текущих параметрах, но и в интегральных показателях рабочих циклов в полостях А и Б.

Исходя из высказанного положения, при оптимизации конструкции детандерной ступени с поршнем двойного действия первоочередной задачей является обеспечение идентичности рабочих циклов в передней А и задней Б полостях ступени.

### Контрольный расчет

В качестве объекта исследования выберем детандер среднего давления, спроектированный на оппозитной базе М16 со следующими параметрами: рабочий газ – воздух, начальное давление  $p_n=6$  МПа, начальная температура  $T_n=168$  К, конечное давление  $p_k = 0,6$  МПа, частота вращения вала  $n=375$  об/мин. В соответствии с номинальным усилием выбранной базы  $P_6 = 16$ т, детандерная ступень характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметр цилиндра  $D_{ц} = 170$ мм, диаметр штока  $d_{шт} = 80$ мм, ход поршня  $S_{п} = 320$ мм, относительный радиус кривошипа  $\lambda_{ш} = 0,219$ , относительное мертвое пространство ступени  $a = 22\%$ .

На стадии предварительного расчета принята прямоточная схема ступени с размещением на боковой поверхности цилиндра двух впускных клапанов типа ККНо-60-90-120-1.1 с точечными пружинами, сжатыми в процессе сборки клапанов на величину предварительного натяга  $h_0 = 3,4$ мм. Выхлоп и вытеснение расширившегося (холодного) газа осуществляется через 30 окон прямоугольной формы ( $h \times b = 28 \times 8$  мм), расположенных в зоне НМТ.

На рис. 11 показаны результаты контрольного расчета – совмещенные индикаторные диаграммы в рабочих полостях А и Б ступени, соответствующие установке клапанов с одинаковым предварительным натягом ( $h_0 = 3,4$ мм) клапанных пружин.

При заданном диаметре цилиндра ( $D_{ц} = 170$ мм) и диаметре штока ( $d_{шт} = 80$ мм) соотношение активных площадей поршней в полостях А и Б соответствует величине  $F_{п.А}/F_{п.Б} = 1,28$ , что приводит к увеличению продолжительности процесса наполнения в полости Б в 2,5 раза по сравнению с аналогичным процессом в полости А.

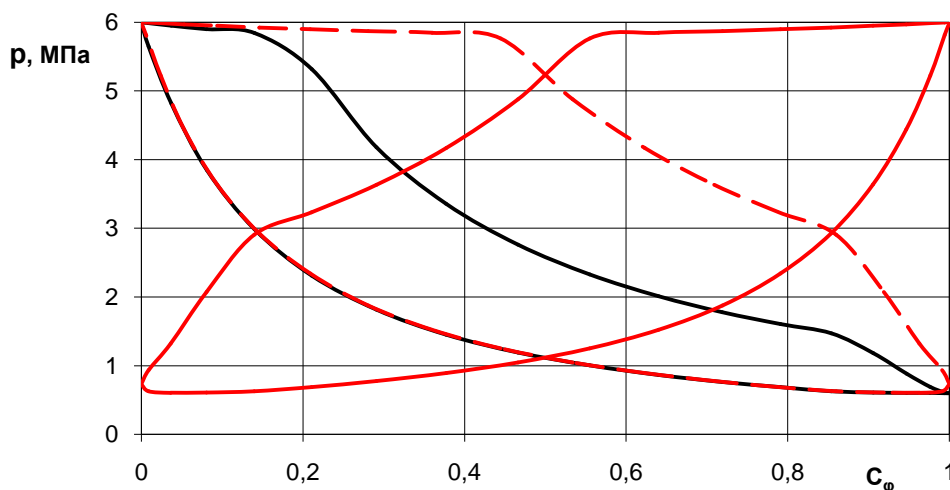


Рис. 11. Рабочий цикл ступени с поршнем двойного действия при одинаковых натягах клапанных пружин  $h_0 = 3,4$  мм:

- полость А
- полость Б
- - - полость Б (развернуто на  $180^\circ$ )

Интегральные параметры рассмотренного варианта ступени, приведенные в первом и во втором столбцах табл. 2.2, указывают на снижение эффективности цикла полости Б из-за резкого роста отношения давлений в процессе выхлопа.

### Численный эксперимент

Для достижения идентичности параметров газа в полостях А и Б ступени с поршнем двойного действия необходимо обеспечить:

1. Примерное равенство газодинамического сопротивления впускных клапанов в процессе наполнения, что достигается при равенстве критериев скорости потока газа в каждой из полостей ( $M_A \approx M_B$ );

2. Одинаковую продолжительность процессов наполнения в обеих полостях, что достигается при примерном равенстве относительных ходов поршня в конце процесса наполнения:  $C_{2A} \approx C_{2B}$ .

Величина  $C_2$  при прочих одинаковых условиях является функцией предварительного натяга пружин  $h_0$  и высоты подъема пластин клапана  $h_{кл.}$ . Следовательно, выполнение условия

$C_{2A} = C_{2B} \approx f(h_0, h_{\text{кл}})$  может быть обеспечено следующими конструктивными решениями:

– установкой сменной (по толщине) прокладки между седлом и ограничителем клапана, что приводит к изменению расчетной величины максимального перемещения пластин клапана и предварительного натяга пружин ( $h_{\text{кл}} \uparrow \neq \text{const}$  и  $h_0 \downarrow \neq \text{const}$ ) при сохранении величины  $h_{\text{кл}} + h_0 = \text{const}$ ;

– введением в конструкцию клапана промежуточного (подвижного) ограничителя подъёма, обеспечивающего плавное изменение высоты подъёма пластин ( $h_{\text{кл}} \downarrow \neq \text{const}$ ) и натяга пружин ( $h_0 \uparrow \neq \text{const}$ ) в процессе работы детандера при сохранении  $h_{\text{кл}} + h_0 = \text{const}$ ;

– установкой под пружины клапана сменных шайб переменной толщины, обеспечивающих дискретное изменение натяга пружин ( $h_0 \uparrow \neq \text{const}$ ) при сохранении  $h_{\text{кл}} = \text{const}$ .

Наиболее рациональным из рассмотренных представляется последний способ – установка регулировочных шайб под пружины клапанов. В этом случае при сохранении конструкции основных элементов клапана и учете неравенства относительных мертвых пространств в полостях А и Б наиболее просто достигаются требуемые натяги пружин, при которых обеспечивается равенство массовых расходов газа через переднюю и заднюю полости ступени двойного действия, одинаковая конечная температура и изоэнтропный КПД  $\eta_s$ .

На рис. 12 приведены индикаторные диаграммы, полученные в ходе численного эксперимента при различных предварительных натягах пружин клапанов, устанавливаемых в полостях А и Б. Интегральные параметры детандерной ступени в данном исполнении клапанов приведены в 1-м и 3-м столбцах табл. 2.2.

Анализ полученных результатов показывает, что установка регулировочных шайб заданной толщины под пружины клапанов, смонтированных в полости А, и отсутствие таковых в клапанах, установленных в полости Б, обеспечивают идентичность рабочих циклов и практически одинаковые интегральные параметры в обеих полостях детандерной ступени с поршнем двойного действия.

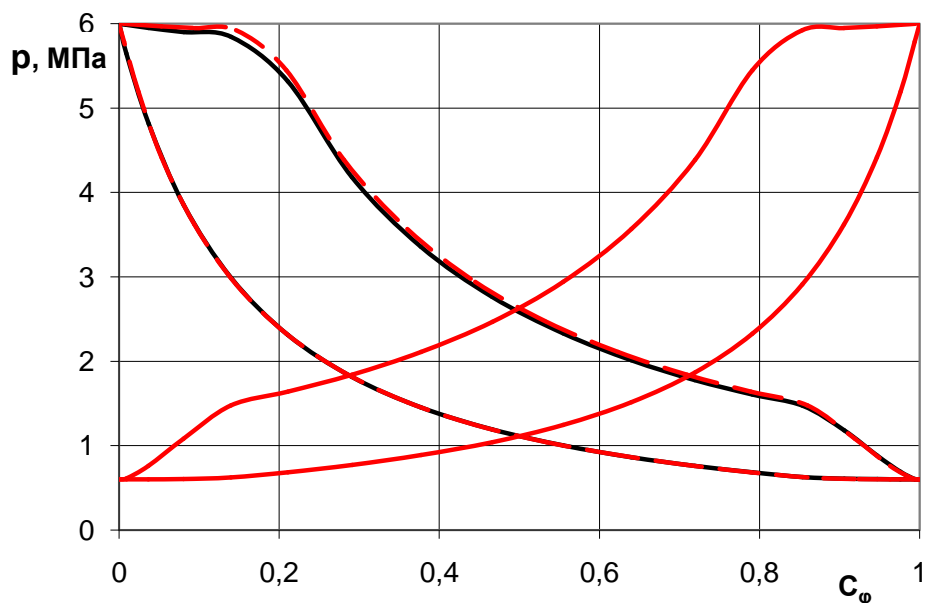


Рис. 12. Рабочий цикл ступени с поршнем двойного действия при различных натягах клапанных пружин:

- полость А.  $h_0 = 3,4$  мм
- полость Б.  $h_0 = 2,1$  мм
- - - полость Б.  $h_0 = 2,1$  мм (развернуто на  $180^\circ$ )

Таблица 2.2

**Интегральные показатели детандерной ступени при одинаковом (различном) натяге пружин клапанов в полостях А и Б**

Параметр, размерность	Обозначение	Результаты расчета		
		Полость А	Полость Б	
Предварительный натяг пружин, мм	$h_0$	3,40	3,40	2,1
Массовый расход, кг/ч	$m$	3646,0	6843,7	2941,0
Конечная температура, К	$T_k$	99,4	112,2	99,6
Изоэнтропный (температурный) КПД	$\eta_s$	0,837	0,680	0,834
Индикаторная мощность, кВт	$N_{\text{инд}}$	68,5	104,5	55,0
Относительный ход поршня в точке 2 цикла	$C_2$	0,1957	0,4593	0,1957
Относительный ход поршня в точке 6 цикла	$C_6$	0,0029	0,0044	0,0026

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б.** Криогенные машины: Учеб. пособ. для ВУЗов. – СПб.: Политехника, 1991. – 295 с.
2. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения. Под ред. В.И. Епифановой и Л.С. Аксельрода. Т. 2. – М.: Машиностроение, 1964.
3. Холодильные машины: Учебник для ВУЗов / Под ред. Л.С.Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.
4. Теплофизические свойства криопродуктов: Учеб. пособие для ВУЗов / Л.А. Акулов, Е.И. Борзенко, В.Н. Новотельнов, А.В. Зайцев. – СПб.: Политехника, 2001. – 243 с.
5. **Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И.** Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах: Учеб. пособие.– СПб.: СПбГАХПТ, 1995. –194 с. ISBN 5-230-10678-6.
6. Оптимизация рабочих циклов, конструкций ступеней и комплектующих узлов компрессорных и расширительных машин объёмного действия: Метод. указания / И.К. Прилуцкий, А.И. Прилуцкий, Д.Н. Иванов, И.А. Арсеньев, А.А. Рыжков, А.С. Демаков. Под ред. проф. И.К. Прилуцкого. – СПб.: СПбНИУ ИТМО; ИХиБТ, 2012. – 64 с.
7. Программа КОМДЕТ (инструкция пользователю): Метод. указания к практическим занятиям студентов направлений 140400, 140500 всех форм обучения / И.К. Прилуцкий, А.И. Прилуцкий, Д.Н. Иванов, И.А. Арсеньев. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. – 18 с.

**ЗАДАНИЕ  
ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ  
«ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР»**

- |  |       |
|--|-------|
| 1. Рабочий газ,<br>газовая постоянная, показатель адиабаты       | ..... |
| 2. Производительность компрессора $V_{вс}$ , м <sup>3</sup> /мин | ..... |
| 3. Давление газа на всасывании $p_{вс}$ , Мпа                    | ..... |
| 4. Температура газа на всасывании $T_{вс}$ , К                   | ..... |
| 5. Давление газа на нагнетании $p_{нг}$ , Мпа                    | ..... |
| 6. Охлаждающая среда (воздух, вода)                              | ..... |
| 7. Начальная температура охлаждающей среды $T_w$ , К             | ..... |
| 8. Исполнение компрессора<br>(стационарный, транспортный)        | ..... |

**Дополнительные требования, оговариваемые «заказчиком»**

- по чистоте сжатого газа.....
- .....
- по надежности и эффективности работы.....
- .....
- по металлоемкости и габаритным параметрам.....
- .....
- по диапазону изменения производительности в условиях эксплуатации.....
- .....

Задание подготовил  
профессор (доцент)

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись)

Задание принял к исполнению  
студент ..... группы

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись, дата)

**ЗАДАНИЕ  
ПО РАСЧЕТНОЙ РАБОТЕ  
«ПОРШНЕВОЙ ДЕТАНДЕР»**

1. Исполнение детандера (стационарный, транспортный) .....
2. Рабочий газ, газовая постоянная, показатель адиабаты .....
3. Начальное давление газа  $p_n$ , Мпа .....
4. Начальная температура газа  $T_n$ , К .....
5. Конечное давление газа  $p_k$ , Мпа .....
6. База детандера заимствуется из курсового проекта «Поршневой компрессор»
7. Тип ступени:
  - прямоточная - не прямоточная;
  - с поршнем одностороннего - двухстороннего действия.
8. Газораспределение (принудительное - самодействующие клапаны и золотник)
9. Расположение клапанов в ступени:
  - на торцевых крышках;
  - на боковой поверхности цилиндра.

**Дополнительные требования, оговариваемые «заказчиком»**

- по чистоте сжатого газа .....
- по надежности и эффективности работы.....
- по металлоемкости и габаритным параметрам.....
- по диапазону изменения параметров в условиях эксплуатации.....

Задание подготовил  
профессор (доцент)

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись)

Задание принял к исполнению  
студент ..... группы

\_\_\_\_\_  
(Ф.И.О., подпись, дата)

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

ЗАДАНИЯ

на выполнение расчетной работы студентами **очного** и **заочного** обучения

*«Турбодетандер реактивного типа»*

Лекционный курс: «Расширительные машины»

№ п/п	Ф.И.О. студента, группа	Криоагент	Расход газа, кг/ч	Начальное давление, МПа	Конечное давление, МПа	Начальная температура, К
1.		Воздух	100000	0,55	0,12	115
2.		.....	5000	0,6	0,11	120
3.		.....	3000	0,55	0,12	130
4.		.....	10000	0,6	0,11	120
5.		.....	3000	0,55	0,12	115
6.		.....	1000	0,55	0,12	120
7.		.....	1500	7,0	0,50	243
8.		.....	1300	5,0	0,60	173
9.		.....	600	5,0	0,60	183
10.		.....	300	4,0	0,60	173
11.		.....	300	3,5	0,45	220
12.		Метан	12000	5,0	0,45	220
13.		.....	8000	5,0	0,45	220
14.		.....	12000	3,5	0,25	220
15.		.....	8000	3,5	0,25	220
16.		Воздух	10000	20,0	0,60	293
17.		.....	5000	20,0	0,60	293
18.		.....	3000	20,0	0,60	283
19.		.....	1000	20,0	0,60	283
20.		.....	800	20,0	0,60	273
21.		.....	600	20,0	0,60	273
22.		.....	400	20,0	0,60	303
23.		.....	400	20,0	0,60	273
24.		Гелий	400	2,5	0,60	40
25.		.....	1000	2,5	0,60	28
26.		.....	2000	2,5	0,60	25



Литература и вопросы для самостоятельного изучения  
студентами заочной формы обучения

Новотельнов В.Н., Суслов А.Д., Полтараус В.Б.  
Криогенные машины. СПб. "Политехника", 1991

- |   |          |
|---|----------|
| 1. Схема, принцип действия турбодетандера                                       | стр. 120 |
| 2. Понятие об активных и реактивных турбодетандерах.<br>Треугольники скоростей. | стр. 125 |
| 3. Уравнение Эйлера применительно к турбодетандеру                              | стр. 126 |
| 4. Модель течения газа в рабочем колесе турбодетандера                          | стр. 129 |
| 5. Оценка эффективности процесса расширения                                     | стр. 133 |
| 6. Уравнение расхода рабочего колеса турбодетандера                             | стр. 146 |
| 7. Потери холодопроизводительности в турбодетандере                             | стр. 148 |
| 8. Регулирование производительности турбодетандера                              | стр. 157 |
| 9. Эксплуатация турбодетандеров. Основные требования.                           | стр. 180 |

Страхович К.И., Кондряков И.К., Епифанова В.И.,  
Буткевич К.С., Новотельнов В.Н.

Расширительные машины. Изд. "Машиностроение", М.-Л. 1966

- |   |              |
|---|--------------|
| 10. Турбодетандеры. Основные потери.  | стр. 178     |
| 11. Рабочие элементы турбодетандеров  | стр. 185     |
| 12. Гидравлический КПД турбодетандера   | стр. 192     |
| 13. Рекомендации по расчету турбодетандеров   | стр. 194     |
| 14. Основные этапы расчета турбодетандеров  | стр. 198-200 |
| 15. Зависимость КПД турбодетандера от $\Pi_k$ и $n$                                 | стр. 205     |
| 16. Влияние расхода газа и $\Pi_k$ на КПД турбодетандера                            | стр. 205     |
| 17. Влияние расхода газа и $\Pi_k$ на частоту вращения ротора<br>турбодетандера $n$ | стр. 205     |
| 18. Регулирование холодопроизводительности<br>турбодетандеров                       | стр. 207     |
| 19. Испытания турбодетандеров   | стр. 234     |
| 20. Осевые расширительные машины.<br>Схема проточной части, принцип действия.       | стр. 236     |
| 21. Термо-газодинамические процессы в элементарной осевой<br>ступени                | стр. 239     |
| 22. Пластинчатая ротационная машина, одновальная                                    | стр. 263     |
| 23. Пластинчатая ротационная машина, двухвальная                                    | стр. 265     |
| 24. Винтовая расширительная машина  | стр. 267     |
| 25. Области применения расширительных машин   | стр. 13      |

**Соотношение единиц измерения давления  
в системах МКС – СИ**

Единицы	Па (н/м <sup>2</sup> )	бар	кгс/см <sup>2</sup>	мм рт. ст.	мм вод. ст.
1 Па	1	10 <sup>-5</sup>	10,2·10 <sup>-6</sup>	7,5024·10 <sup>-3</sup>	0,102
1 бар	10 <sup>5</sup>	1	1.02	7,5024·10 <sup>2</sup>	1,02·10 <sup>4</sup>
1 кгс/см <sup>2</sup>	0,098067·10 <sup>6</sup>	0,98067	1	735.5	10 <sup>4</sup>
1 мм рт. ст.	133	133·10 <sup>-3</sup>	1,36·10 <sup>-3</sup>	1	13,6
1 мм в. ст.	9,8067	9,8067·10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-4</sup>	7,35·10 <sup>-2</sup>	1

$$(760 / 735,5) \cdot 0,098067 = 1,033 \cdot 0,098067 = 0,1013 \text{ МПа}$$

$$(\text{кгс/см}^2) \cdot [(\text{МПа}/(\text{кгс/см}^2))] = \text{МПа},$$

где

760,0 мм рт. ст. – физическая атмосфера;

735,5 мм рт. ст. – техническая атмосфера.

***Условия приведения объёмной производительности агрегата***

Нормальные условия:  $t = 0^\circ\text{C}$ ,  $p = 0,1013 \text{ МПа}$

Стандартные условия:  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $p = 0,1013 \text{ МПа}$

Условия всасывания:  $T = T_{\text{вс}} \text{ К}$ ,  $p = p_{\text{вс}} \text{ МПа}$

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Турбодетандерные агрегаты реактивного типа. Конструкции. Термо-газодинамический расчёт.....	3
1.1 Конструктивное исполнение турбодетандерных агрегатов.....	3
1.2 Техническое задание на выполнение расчетной работы.....	10
1.3. Алгоритм термо-газодинамического расчета турбодетандера реактивного типа.....	10
1.4. Определение геометрических параметров рабочего колеса.....	19
1.5. Заключение.....	22
2. Оптимизация рабочих циклов, конструкций ступеней и комплектующих узлов поршневых детандеров.....	23
2.1. Оптимизация объекта исследования.....	25
2.2. Контрольные расчеты ступеней МОД.....	26
2.3. Численный эксперимент. Общие положения.....	29
2.4. Оптимизация рабочего цикла и конструкции ступени ПД.....	31
Список литературы.....	45
Приложение 1.....	46
Приложение 2.....	47
Приложение 3.....	48
Приложение 4.....	49
Приложение 5.....	50

Прилуцкий Игорь Кирович,  
Прилуцкий Андрей Игоревич,  
Молодова Юлия Игоревна,  
Прилуцкий Алексей Андреевич

Расчёт и оптимальное проектирование  
расширительных машин объёмного  
и динамического действия

Учебно-методическое пособие

*Ответственный редактор*  
Т.Г. Смирнова

*Компьютерная верстка*  
А.А. Прилуцкий

*Дизайн обложки*  
Н.А. Потехина

---

Подписано в печать 20.07.2016. Формат 60x84 1/16  
Усл. печ. л. 3,02. Печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,18  
Тираж 70 экз. Заказ № С 18

---

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49  
Издательско-информационный комплекс  
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9