Министерство образования и науки
Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

«Кузбасский государственный технический университет»

Кафедра стационарных и транспортных машин

А. П. Абрамов

ГАЗОВАЯ ТУРБИНА МАЛОЙ МОЩНОСТИ

инструкция по изучению устройства, принципа действия и приемов эксплуатации по дисциплине «Тепловы двигатели и нагнетатели» для студентов специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика» всех форм обучения

Рекомендована в качестве методических указаний
учебно-методической комиссией специальности
140104 «Промышленная теплоэнергетика»

Кемерово 2011

Рецензенты:

В. В. Назаревич, доцент кафедры стационарных и транспортных машин.

И. В. Бреусова, секретарь УМК специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика»

Абрамов Александр Прохорович. ГАЗОВАЯ ТУРБИНА МАЛОЙ МОЩНОСТИ: инструкция по изучению устройства, принципа действия и приемов эксплуатации [Электронный ресурс]: для студентов специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика всех форм обучения / А. П. Абрамов. – Электрон. дан. – Кемерово: ГУ КузГТУ, 2011. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM); зв. ; цв. ; 12 см. – Систем. требования : Pentium IV; ОЗУ 512 Мб; Windows 2003 ; (CD-ROM-дисковод) ; мышь. – Загл. с экрана.

В инструкции приведена техническая характеристика газовой турбины мощностью 1,5 МВт и ее тепловая схема. Дано подробное описание устройства воздушного компрессора, турбины, их основных узлов, принципов действия и приемов эксплуатации. Приведена схема регулирования турбины с описанием ее работы для разных режимов.

© ГУ КузГТУ
© Абрамов А. П.

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБИНЫ

Энергетическая одновальная газовая турбина (рис. 1) производства НЗЛ (Невский машиностроительный завод им. В. И. Ленина) предназначена для несения базовых (в составе ПГУ) и пиковых (в автономном режиме) нагрузок.

Техническая характеристика газотурбинной установки (ГТУ)

№	Наименование	Ед. изм.	Величина
1	Активная мощность (на валу генератора)	МВт	1,5
2	Частота вращения турбины	об/мин	5000
3	Число ступеней	шт.	5
4	Степень реактивности ступени	ед.	0,5
5	Температура газа перед первой ступенью	К	873
6	Тип компрессора	-	осевой
7	Степень повышения давления	ед.	4,6
8	Число ступеней сжатия	ед.	16
9	Производительность компрессора	$м^3/с$	19,2
10	Потребляемая компрессором мощность	МВт	4,6
11	Абсолютный электрический КПД ГТУ	%	не более 21,5
12	Степень регенерации	ед.	0,8
13	Топливо	-	ПГ, С
14	Габаритные размеры (не более):	м	
	длина,		5,0
	высота,		2,4
	ширина		2,0

Примечание: ПГ и С – природный газ и соляр.

ГТУ рис. 1 имеет три фундаментальных рамы (17, 20, 23), на которые установлены подшипниковые опоры турбины (1, 6) и компрессора (9, 13, 15). Редуктор и электрогенератор устанавливаются на отдельном фундаменте. Турбина с одним цилиндром и осевой компрессор располагаются в индивидуальных корпусах (10, 22). Ротор турбины (5) связан жесткой муфтой (7) с ротором компрессора (11). На втором конце ротора компрессора установлена зубчатая полумуфта (16) для соединения с редуктором электрогенератора. Ось турбины расположена горизонтально и выше уровня пола станции на 600 мм.

Выхлопной патрубок турбины (21) и оба патрубка компрессора (18, 19) опущены вертикально вниз. Остальные патрубки для подсоединения газоходов (2-4) расположены в верхней части корпуса турбины.

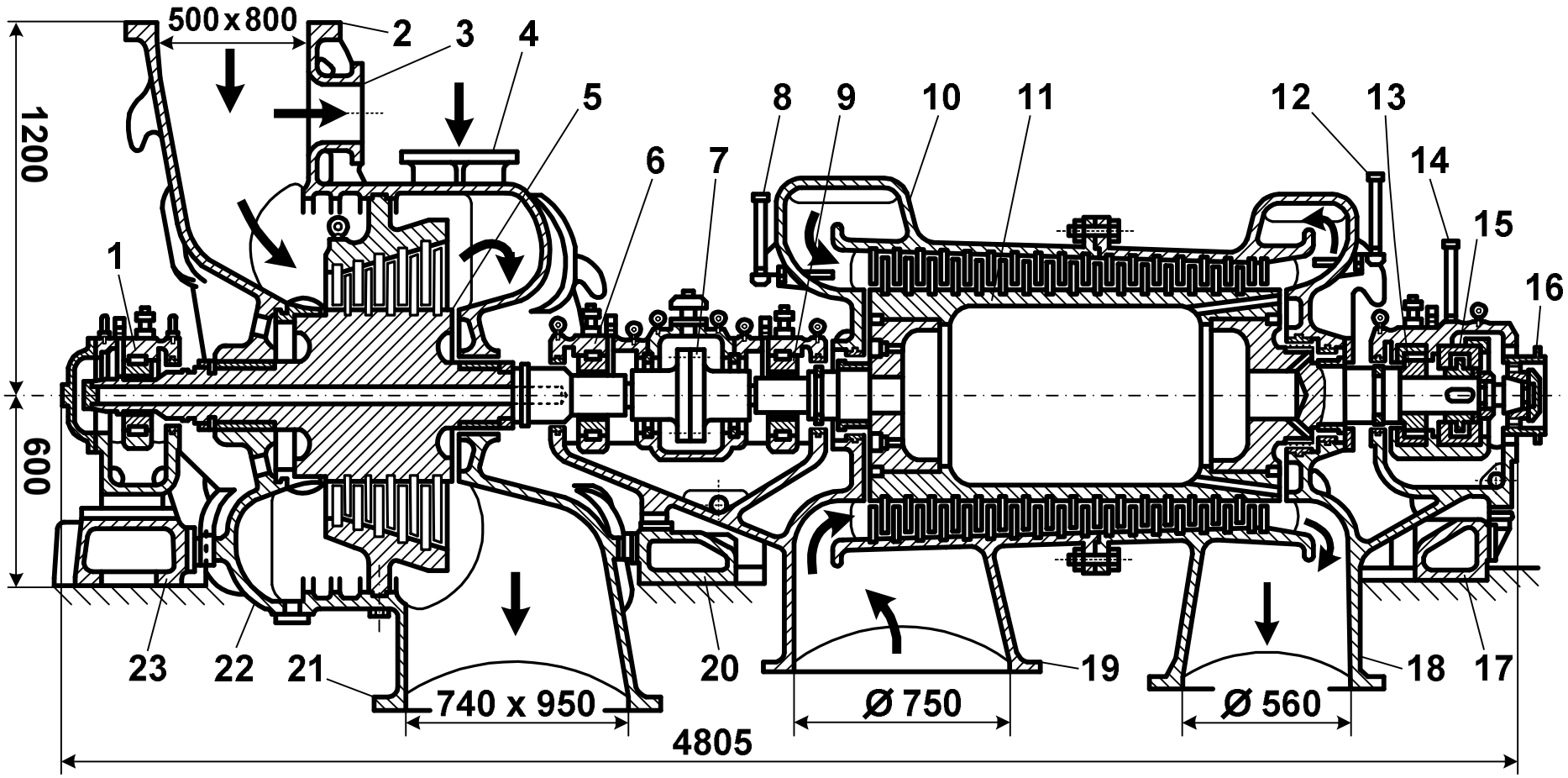


Рис. 1. Общий вид турбоагрегата ГТУ:

1 и 6 – подшипниковые опоры турбины; 2, 3, 4 и 21 – патрубки турбины; 5 и 11 – роторы, турбины и компрессора; 7 и 16 – муфты, жесткая и зубчатая; 8, 12 и 14 – термопары; 9, 13 и 15 – подшипники компрессора; 10 и 22 – корпусы, турбины и компрессора; 17, 20 и 23 – фундаментальные рамы; 18 и 19 – патрубки компрессора

Воздухозаборное оборудование ГТУ располагается в подвальном помещении станции. Камеры сгорания расположены выше нулевой отметки в непосредственной близости от турбины. Топливные насосы и распределительное оборудование расположено в отдельном подвальном помещении. Периферийное расположение камер сжигания (вне корпуса цилиндра) сохраняет компактность турбины и обеспечивает возможность свободной транспортировки ее в собранном виде на железнодорожных платформах грузоподъемностью 50 тонн.

Установка работает с одним тепловым циклом сгорания жидкого или газообразного топлива при постоянном давлении. Воздух из атмосферы поступает через воздухозаборное устройство (1) рис. 2 в осевой компрессор (2), где происходит его сжатие последовательно в 16-и ступенях.

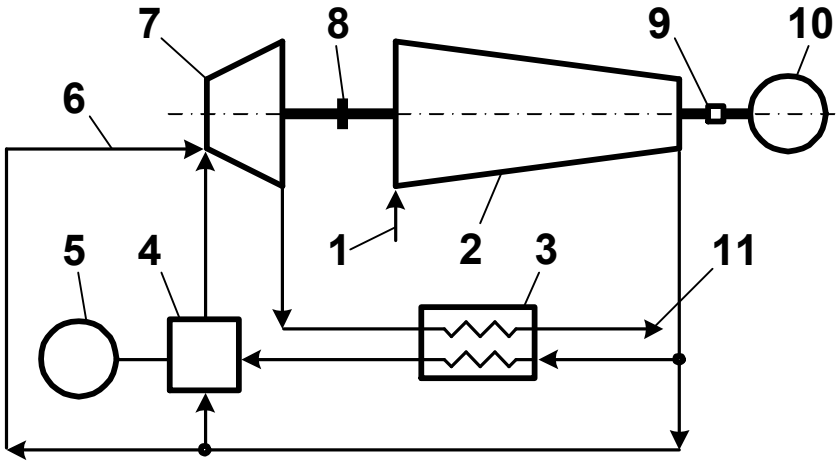


Рис. 2. Тепловая схема газотурбинной установки:
1 – воздухозаборное устройство; 2 – компрессор; 3 – регенератор; 4 – камера сгорания; 5 – топливный насос; 6 – байпас; 7 – турбина; 8 – жесткая муфта; 9 – зубчатая муфта; 10 – электрогенератор; 11 – выхлоп

Большая часть сжатого воздуха с температурой не более 100ºС, как правило, от компрессора поступает через регенератор (3) в камеру сгорания (4). Подогретый в регенераторе сжатый воздух в камере сгорания активно перемешивается с жидким или газообразным топливом, которое подается в нее топливным насосом (5) через специальные форсунки и сгорает. Продукты сгорания топлива и разогретый до температуры более 600ºС сжатый воздух без изменения давления поступают на лопатки первой ступени газовой турбины (7), куда одновременно по байпасу (6) подается «холодный» сжатый воздух. Это позволяет эксплуатировать лопатки турбины в оптимальном температурном режиме

и выполнять маневрирование в небольшом диапазоне. Отработанный газ после турбины поступает в регенератор и далее через выхлоп (11) выбрасывается в атмосферу. Часть «холодного» сжатого воздуха из байпаса (6) подается в камеру сгорания для защиты ее корпуса от перегрева.

Потенциальная энергия продуктов сгорания топлива и сжатого воздуха в сопловых решетках турбины преобразуется в кинетическую энергию, а на лопатках рабочих решеток за счет торможения рабочего тела совершает полезную работу – вращает ротор. При номинальной нагрузке около 60% полученной механической энергии используется для работы воздушного компрессора, 21,5% преобразуется электрогенератором (10) в электрическую энергию, а остальные 12,6% теряются на трение в ступенях турбины, с выходной скоростью в выхлопе и остаточным теплоперепадом.

2. КОМПРЕССОР

Воздушный осевой компрессор (рис. 3) работает в номинальном режиме (при частоте 5000 об/мин) с производительностью 1150 $м^3$/мин и давлением 4,6 ата. Компрессор имеет 16 ступеней сжатия. Основными узлами компрессора являются: ротор (6), две подшипниковые опоры (2 и 12), переднее и заднее уплотнения (5, 11 и 18), корпус (4), шестнадцать направляющих аппаратов (8), двойной спрямляющий аппарат (9).

Атмосферный воздух поступает на компрессор через всасывающий патрубок (19), последовательно проходит сжатие в шестнадцати ступенях и через напорный патрубок (17) подается в регенератор, а частично по байпасу отводится на охлаждение турбины и предотвращения утечек рабочих газов в помещение турбинного цеха. Степень повышения давления одной ступенью компрессора не более 1,10.

Промежуточное охлаждение сжимаемого воздуха на компрессоре не производится. Для контроля температуры сжимаемого воздуха на входе и выходе стационарно установлены термопары (3 и 10).

Неподвижное соединение с ротором турбины осуществляется жесткой муфтой, полумуфта которой (1) установлена неподвижно на переднем конце вала ротора компрессора. Гибкое, подвижное в осевом направлении, соединение с электрогенератором выполнено зубчатой муфтой, полумуфта которой (14) установлена на заднем конце вала ротора. Осевые перемещения ротора возможны в пределах рабочего зазора упорного подшипника, который расположен в задней подшипниковой опоре.

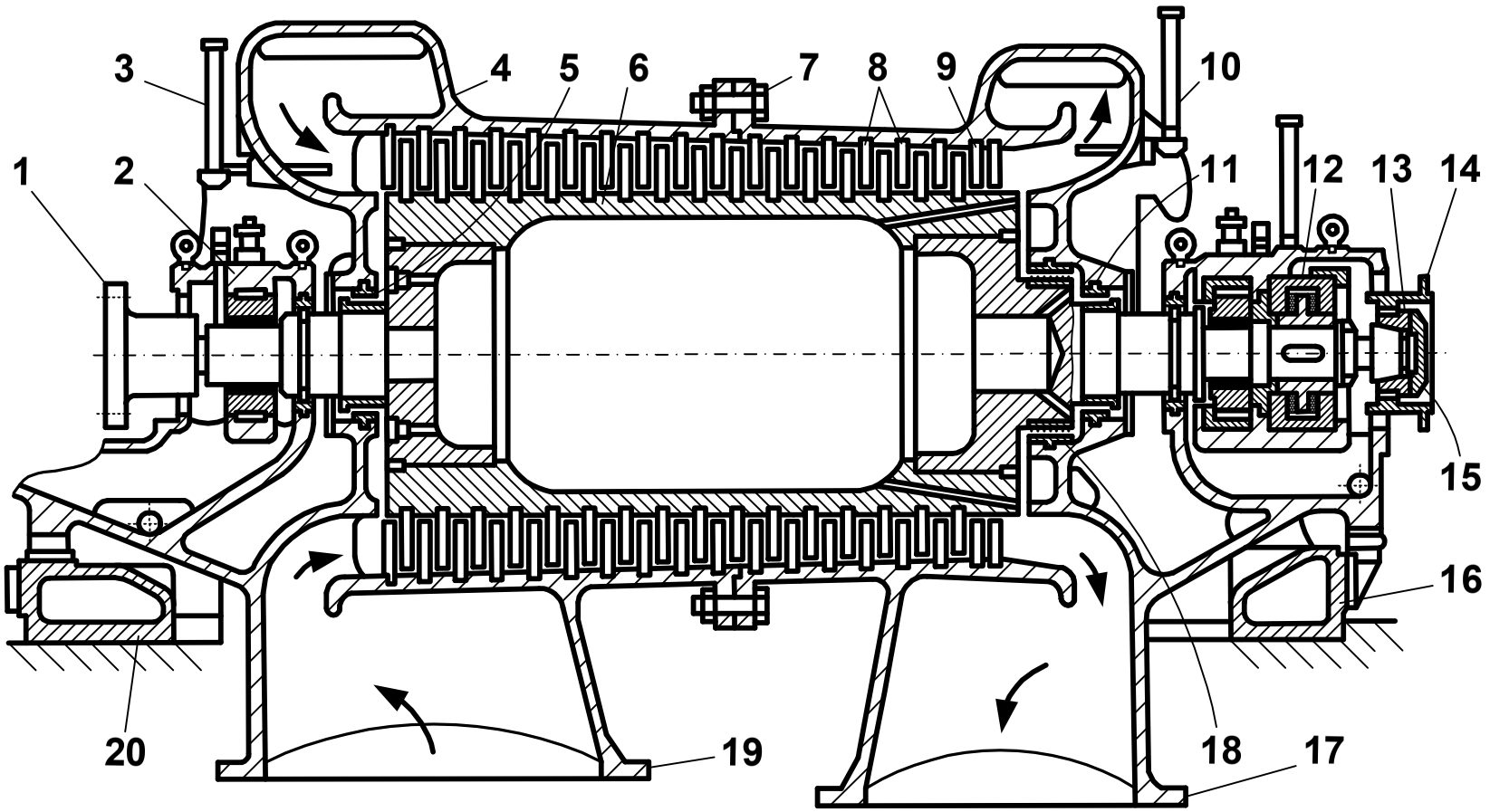


Рис. 3. Осевой компрессор:

1 и 14 – полумуфты, жесткая и зубчатая; 2 и 12 – подшипниковые опоры, передняя и задняя; 3 и 10 – термопары; 4 – корпус; 5, 11 и 18 – уплотнения, внешние и внутреннее; 6 – ротор; 7 – болты, шайбы, гайки; 8 – лопатки направляющего аппарата; 9 – спрямляющий аппарат; 13 – зубчатый венец; 15 – стопорная гайка; 16 и 20 – фундаментальные рамы, задняя и передняя; 17 и 19 – патрубки, напорный и всасывающий

Нагрузки на фундамент от компрессора передаются через фундаментальные рамы – переднюю (20) и заднюю (16). Конструкция этих рам позволяет выполнять нивелирование положения компрессора в горизонтальной плоскости.

2.1. Ротор

Ротор барабанного типа рис. 4 с наружным диаметром 638 мм выполнен литым из чугуна (внутренний диаметр 520 мм). С торцов в барабан (21) запрессованы передняя и задняя полуоси (2 и 16), которыми ротор опирается на подшипники (9 и 23). Для повышения надежности передачи крутящего момента с барабана на полуось, сопрягаемая поверхность проштифтована аксиальными штифтами (19), которые устанавливаются с двух сторон барабана равномерно по окружности.

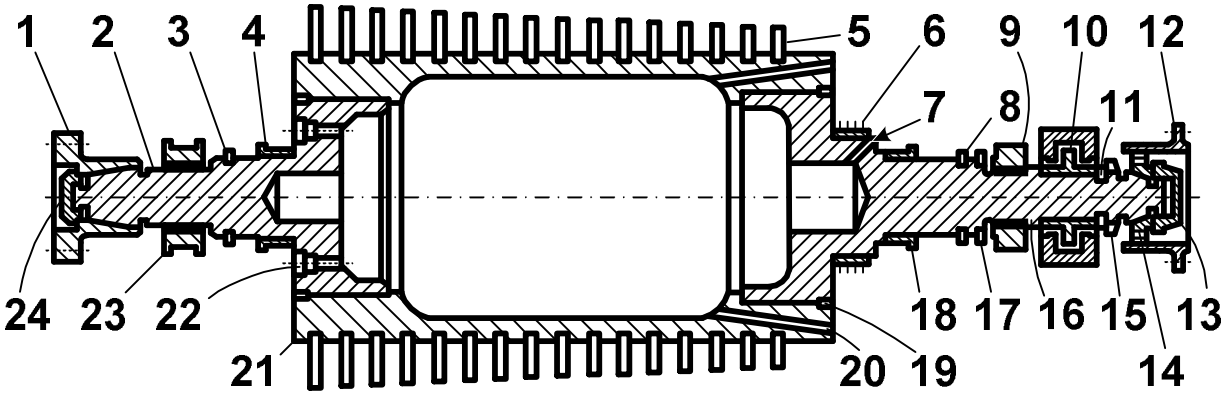


Рис. 4. Ротор компрессора:
1 и 12 – полумуфты, жесткая и зубчатая; 2 и 16 – полуоси, передняя и задняя; 3, 8 и 17 – кольца, уплотняющие и маслосъемное; 4 и 18 – втулки внешних уплотнений, переднего и заднего; 5 – лопатки; 6 – гребенчатая втулка заднего внутреннего уплотнения; 7 и 22 – дренажные отверстия, диагональное и аксиальные; 9 и 23 – радиальные подшипники, задний и передний; 10 – упорный подшипник; 11 – упорная разрезная втулка; 13 и 24 – стопорные гайки; 14 – венец полумуфты; 15 – накидная гайка; 19 – аксиальные штифты; 20 – диагональные дренажные каналы; 21 – барабан

В ступице передней полуоси (часть полуоси запрессованная в барабан) выполнены сквозные аксиальные отверстия (22), которые обеспечивают возможность движения воздуха через внутреннюю полость барабана. На шейку под уплотнение напрессована втулка с буртиком наружу (4). В зоне установки внутреннего уплотнения подшипникового

узла на шейку полуоси устанавливается уплотняющее кольцо (3), изготовленное из пружинной стали. Свободный конец полуоси выполнен в виде усеченного конуса со шлицами для установки полумуфты (1) жесткой муфты. На самом конце полуоси выполнена шейка с цилиндрической резьбой мелкого шага для стопорения полумуфты в осевом направлении гайкой (24).

В ступице задней полуоси выполнено центральное сверление глухого отверстия диаметром не более 75 мм и глубиной около 200 мм, которое заканчивается под шейкой гребенчатого уплотнения (6). С наружи полуоси через буртик между шейками гребенчатого и обычного уплотнения (18) выполнено диагональное сверление примерно под углом 45º к оси ротора) четырех сквозных отверстий (7), заканчивающихся в полости отверстия центрального сверления. Наличие этих отверстий обеспечивает снижение утечек сжатого воздуха через технологические зазоры и не плотности компрессора в атмосферу.

Со стороны уплотнения в зоне расположения уплотнения заднего подшипникового узла на шейку полуоси заводится уплотняющее кольцо (8), изготовленное из пружинной стали. Сразу за ним уже в корпусе устанавливают маслосъемное кольцо (17). Правей на задней полуоси, последовательно расположены шейки для установки радиального и упорного подшипников, с буртиком между ними.

На шейке под упорный подшипник выполнена шпоночная канавка для установки шпонки и фиксации упорного диска от прокручивания. На правом конце шейки выполнена цилиндрическая резьба для фиксации накидной гайкой (15) упорного диска в осевом направлении.

На свободном коническом конце полуоси выполнены шлицы для установки зубчатого венца (14), который контактирует с зубчатой полумуфтой (12). На самом конце полуоси выполнена шейка с цилиндрической резьбой мелкого шага для стопорения венца в осевом направлении гайкой (13). Гайка выполняется в форме колпачка с глухим отверстием. Для изготовления полуосей ротора используются высокоуглеродистые, конструкционные стали.

На рабочей поверхности барабана выполнено 16 рядов кольцевых расточек с шагом 75 мм. Профиль расточек по форме и размерам повторяет поперечное сечение хвостовика рабочей лопатки. Тангенциальная заводка лопаток ротора (5), которые имеют хвостовики зубчикового типа, производится после установки ротора в подшипники. Этот процесс называется облопачивание ротора.

2.2. Корпус

Корпус компрессора имеет разборную конструкцию (на рис. 5 он разделен на четыре части по вертикальному и горизонтальному фланцу) и состоит из всасывающей (1) и нагнетательной секции (2), которые соединены между собой по вертикальному фланцу (3) с Z-образным профилем сопрягаемых поверхностей. Герметичность соединения секций достигается установкой паронитовой прокладки (4) между фланцами и затяжкой гаек на болтах по всему периметру. Кроме этого, наличие фланца в средней части обеспечивает необходимую поперечную жесткость корпуса и упрощает технологию его изготовления.

Всасывающая секция имеет горизонтальную плоскость разъема и состоит из двух частей – верхней (8) и нижней (9). Соединение обеих частей корпуса производится по горизонтальному фланцу с помощью шпилек (10), шайб (11) и гаек (12). Точность сборки обеспечивается за счет наличия во фланце нижней части секции направляющих штифтов (13) и монтажных отверстий (14) во фланце верхней части.

Всасывающая секция имеет патрубок (15) с входным отверстием, диаметром 750 мм, который выполнен в форме спирального конфузора и обеспечивает плавный подвод атмосферного воздуха к направляющему аппарату первой ступени. Спиральный конфузор в верхней части имеет гнездо (16) и кронштейн (17) для стационарной установки термопары. Диафрагма на спиральном конфузоре ближе к центру выполнена в виде ступицы (18) с цилиндрической расточкой (28) для уплотнения обычной конструкции. На уровне гнезда термопары всасывающая секция имеет прилив в форме крюка (19) для строповки и выполнения грузоподъемных операций при монтаже компрессора.

На внутренней поверхности секции смонтированы стационарно лопатки девяти направляющих аппаратов (20). Лопатки устанавливаются в кольцевые расточки, которые имеют форму поперечного сечения «ласточкин хвост». Облопачивание корпуса производится в разобранном виде отдельно верхней и нижней его части до установки ротора в подшипники.

С левой стороны секции расположен корпус (21) для передней подшипниковой опоры компрессора, жесткой муфты и задней подшипниковой опоры турбины. Каждый из этих трех элементов в верхней части имеет индивидуальную крышку (22), что обеспечивает возможность выполнения ремонтных работ отдельно на любом из них. Сопряжение этих крышек между собой в вертикальной плоскости выполнено через кольцевой вкладыш (на рис. 5 не показан).

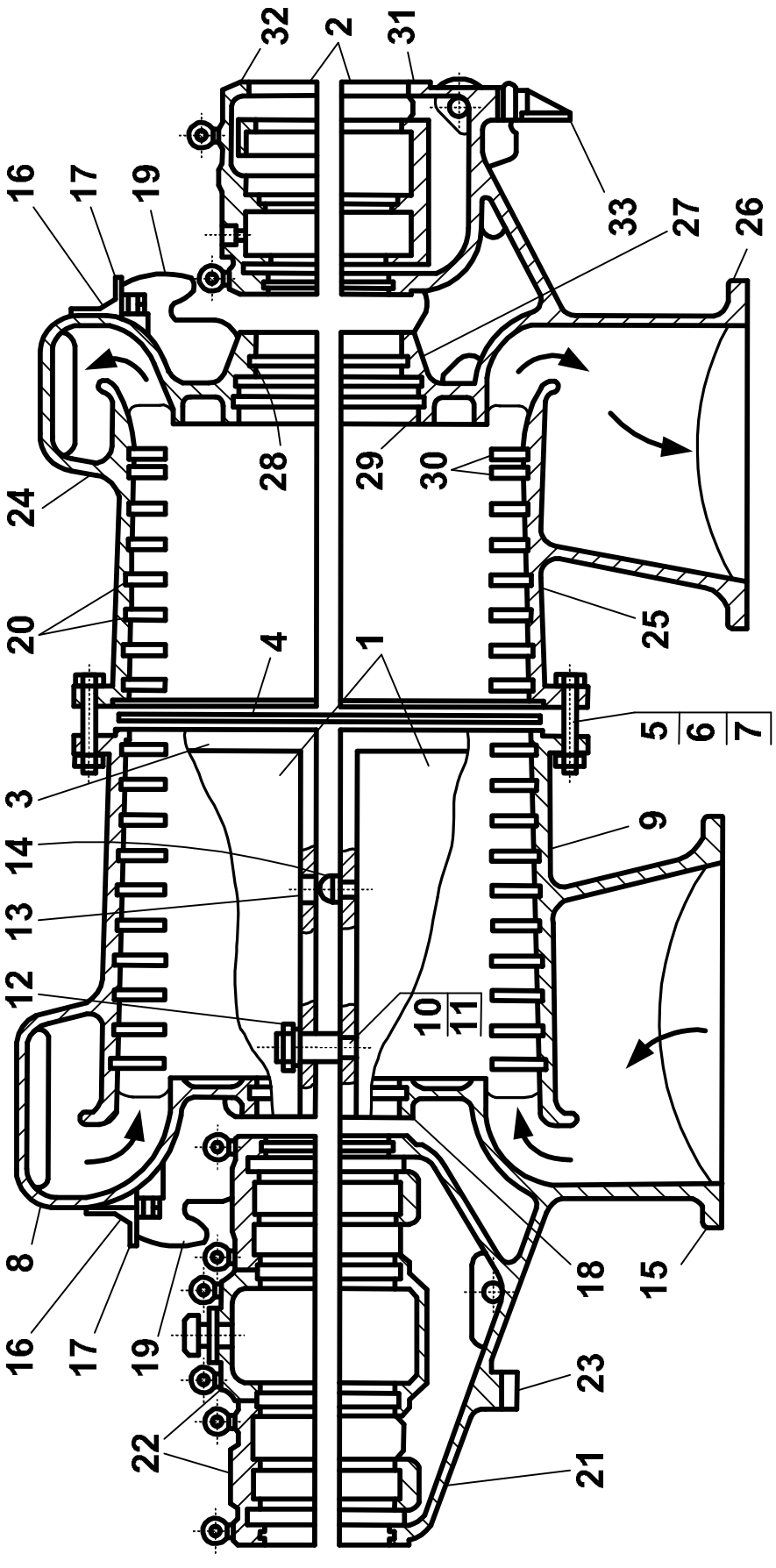


Рис. 5. Корпус компрессора:

1 и 2 – секции, всасывающая и нагнетательная; 3 – вертикальный фланец; 4 – прокладка; 5, 6 и 7 – болт, шайба и гайка; 8 и 9 – верхняя и нижняя часть всасывающей секции; 10, 11 и 12 – шпилька, шайба и гайка; 13 – монтажное отверстие; 14 – направляющий штифт; 15 и 26 – патрубки, всасывающий и нагнетательный; 16 и 17 – гнездо и кронштейн для термопары; 18 и 27 – ступицы, передняя и задняя; 19 – крюк строповочный; 20 – лопатки направляющих аппаратов; 21 – корпус передней подшипниковой опоры; 22 и 32 – крышки подшипниковых опор; 23 – проушина; 24 и 25 – верхняя и нижняя часть нагнетательной секции; 28 и 29 – расточки для уплотнений; 30 – лопатки спрямляющего аппарата; 31 – корпус задней подшипниковой опоры; 33 – упорный кронштейн

В верхней части каждой крышки установлено по два рым-болта для строповки и применения грузоподъемных устройств. Нижняя часть этого корпуса выполнена в виде картера для сбора смазки из подшипников и в основании имеет отвод, через который она самотеком поступает в маслобак. Снаружи картера выполнена проушина (23) для шарнирного соединения компрессора с фундаментальной средней рамой ГТУ.

Нагнетательная секция корпуса компрессора состоит из двух частей – верхней (24) и нижней (25) и имеет горизонтальную плоскость разъема. Вопросы сборки здесь решены аналогично, как на всасывающей секции, рассмотренной раньше.

Нагнетательная секция имеет патрубок (26) круглого сечения с диаметром выходного отверстия 560 мм, который выполнен в форме спирального диффузора и обеспечивает плавный отвод сжатого воздуха с давлением 0,46 МПа в воздуховод. В верхней части спирального диффузора расположено гнездо (16) и кронштейн (17) для стационарной установки термопары. Диафрагма на спиральном диффузоре, ближе к центру, выполнена в виде ступицы (27) с цилиндрическими расточками для уплотнения обычной (28) и лабиринтной (29) конструкции. На уровне гнезда для термопары всасывающая секция имеет прилив в форме крюка (19) для выполнения грузоподъемных операций.

На внутренней поверхности секции смонтированы стационарно лопатки шести направляющих аппаратов (20) и двухрядного спрямляющего аппарата (30) компрессора.

С правой стороны секции расположен корпус для задней подшипниковой опоры (31), в котором установлены подшипники, опорный и упорный. В верхней части крышки установлено два рым-болта, кран для подачи смазки в подшипник, термопара для контроля температуры вала и термопара для контроля температуры упорного подшипника (здесь не показаны, см. рис. 1). Через гнездо, в которое установлен кран для подачи смазки, выполнено не менее двух сквозных диагональных отверстий (32). Эти отверстия обеспечивают свободное поступление атмосферного воздуха во внутреннюю полость подшипникового узла. Это необходимо для надежной и равномерной подачи смазки к подшипникам.

Нижняя часть корпуса подшипниковой опоры выполнена в виде картера и в правой части основания имеет отвод, через который отработанная смазка самотеком поступает в маслобак. Снаружи картера под отводом выполнен кронштейн (33), который имеет ориентированный вертикально шип с поперечным сечением «ласточкин хвост». Этот

кронштейн выполняет функцию упора, находится в контакте с фундаментальной задней рамой и ограничивает перемещение турбины в осевом направлении. Вертикальную нагрузку этот кронштейн не несет. Эта нагрузка от подшипников передается на корпус и далее через нагнетательный патрубок на фундамент (на рис. 5 это не показано).

Каждая из частей корпуса и крышки подшипниковых узлов отливаются отдельно, что упрощает технологию изготовления компрессора и повышает его ремонтопригодность.

2.3. Передний подшипник

Передний опорный подшипник скольжения расположен в левой части всасывающей секции корпуса компрессора. Корпусом подшипника является цилиндрическая расточка диаметром 300 мм и шириной 100 мм, выполненная в крышке (4) и правом приливе (11 рис. 6). Но в отличие от классической конструкции, неподвижные вкладыши верхний и нижний (2 и 13), а также верхняя и нижняя колодки (8 и 10) заключены в обойму. Сама обойма состоит из верхней и нижней части (полуобоймы 3 и 12) и располагается в расточке под подшипник. Наличие незначительного зазора между корпусом и обоймой подшипника позволяет компенсировать погрешности сборки самого компрессора и связанной с ним жесткой муфтой турбины. Соединение полуобойм между собой выполнено четырьмя шпильками и гайками. Фиксация обоймы от прокручивания осуществляется штифтами к приливу (11).

Колодки (8 и 10) устанавливаются в пазы, выполненные по внешнему диаметру вкладышей, что исключает их прокручивание вместе с ротором турбины. Их подвергают термической обработке для придания поверхности высокой твердости, но сердцевина остается вязкой, что необходимо для обеспечения прочности. Верхняя колодка выполнена «монолитной» и при правильной регулировке значительных нагрузок не испытывает. Как правило, она не превышает 10-15% от общей нагрузки на подшипник. Три колодки под нижним вкладышем выполнены в виде цилиндрических пальцев – по два на каждую колодку. Нагрузка на эти колодки распределяется неравномерно. Большая часть ее приходится на нижнюю колодку, а самая незначительная – на переднюю по ходу вращения.

На внутренней поверхности вкладышей протачиваются три паза глубиной не более 2-3 мм, которые при заливке подшипника заполняются баббитом. Это обеспечивает надежный контакт баббита с вкладышами, что особенно важно при наличии осевых знакопеременных

нагрузок, которые возникают при запуске турбины и маневрировании. Прокручивание вкладышей внутри обоймы исключается за счет установки опорных планок на плоскость разъема нижнего вкладыша (на рис. 6 не показано).

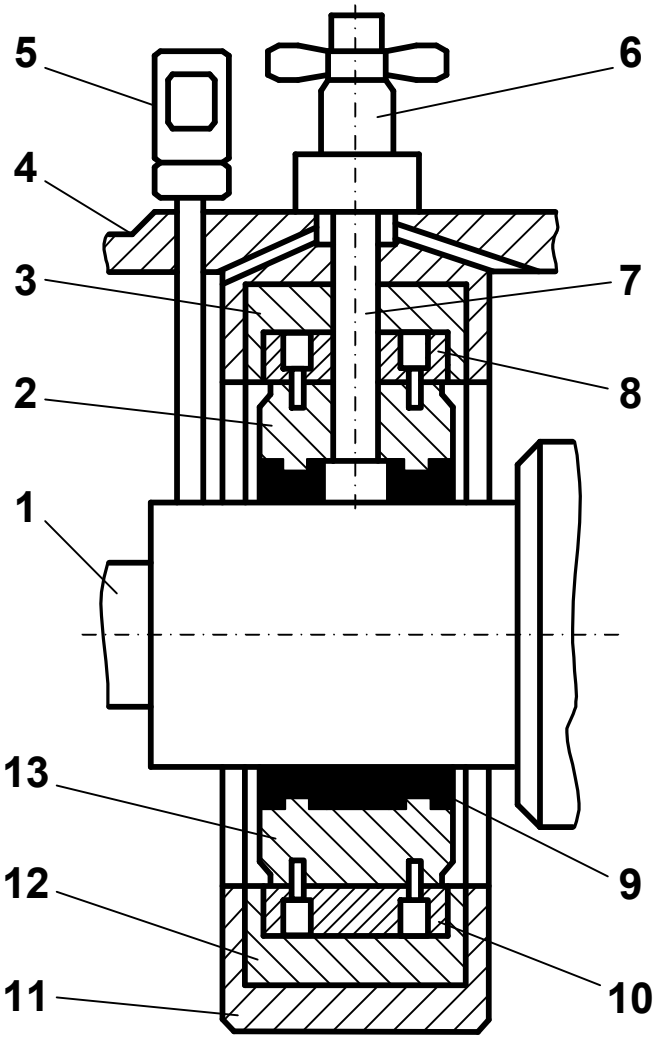


Рис. 6. Передний подшипник:
1 – вал; 2 и 13 – неподвижные вкладыши, верхний и нижний; 3 и 12 – полуобоймы, верхняя и нижняя; 4 – крышка; 5 – термопара; 6 – запорный кран; 7 – трубка маслопровода; 8 и 10 – колодки, верхняя и нижняя; 9 – баббитовое покрытие; 11 – прилив

Верхняя полуобойма, колодка и вкладыш имеют сквозное радиальное отверстие необходимое для прокладки маслопровода. Трубка маслопровода (7) имеет с обоих концов цилиндрическую резьбу для соединения с верхним вкладышем и запорным краном (6). Состояние элементов крепления крышки, обоймы, колодок и вкладышей должно

исключать передачу механической нагрузки на трубку маслопровода ни во время работы, ни при остановленной турбине.

В крышке выполнено отверстие с резьбой для установки термопары (5), которая контролирует температуру подшипника и имеет непосредственный контакт с шейкой полуоси.

2.4. Задняя подшипниковая опора

Задняя подшипниковая опора компрессора расположена в правой части нагнетательной секции корпуса. Она включает опорный и упорный подшипники, установленные на задней полуоси последовательно.

Корпусом опорного подшипника является цилиндрическая расточка 300×100 мм, выполненная в крышке (7) и центральном приливе (6 рис. 7) нижней части нагнетательной секции корпуса. В отличие от переднего подшипника, здесь нет обоймы, и поэтому колодки устанавливаются сразу в расточку. Все четыре колодки «монолитные». Одна установлена в верхней половине подшипника, а остальные три в нижней. Наличие механической связи колодок с корпусом и вкладышами исключает возможность последним прокручиваться и перемещаться в осевом направлении вместе с ротором.

Отсутствие обоймы в упорном подшипнике этой опоры продиктовано необходимостью жесткого базирования сразу двух подшипников в одном корпусе. Корпусом упорного подшипника является цилиндрическая расточка диаметром 300 мм и шириной 140 мм, которая выполнена в центральном приливе нижней части нагнетательной секции корпуса и в теле крышки и правом ее приливе.

Упорный диск (гребень 2) устанавливается на полуось (1) по скользящей посадке и фиксируется от прокручивания шпонкой (рис. 7). С левой стороны он упирается в буртик. С правой стороны гребень фиксируется упорной разъемной втулкой устанавливаемой в проточку на полуоси. Сама же втулка удерживается в расточке накидной гайкой (10), которая навинчивается на шейку полуоси, расположенную правей (осевая нагрузка от гребня на нее не передается). От самопроизвольного раскручивания гайка штифтуется.

Колодки (16) с опорными штифтами устанавливаются в гнезда вкладышей. Нижние вкладыши (12 и 15) устанавливаются с прокладками (13) в цилиндрическую расточку корпуса (14) перед монтажом ротора. Прокладки разрезной конструкции имеют форму полукольца. Их наружный диаметр равен диаметру расточки в корпусе, а внутренний –

равен наружному диаметру буртика на нерабочей стороне вкладыша. Прокладки калиброваны по толщине.

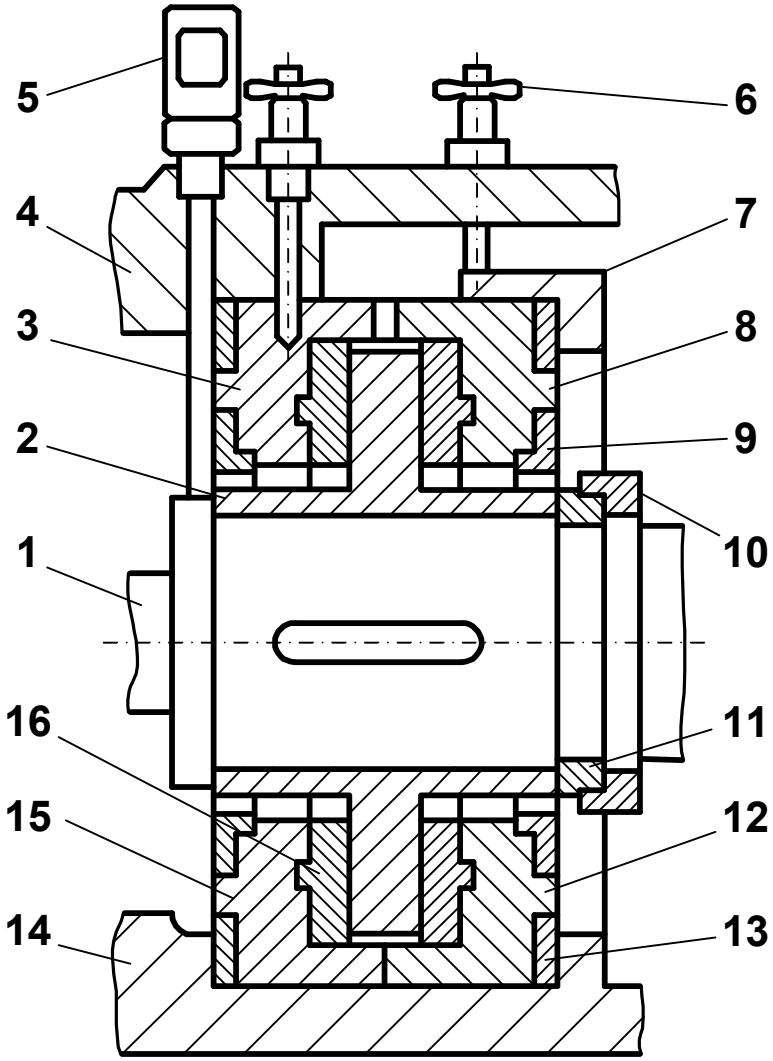


Рис. 7. Упорный подшипник:
1 – полуось; 2 – упорный диск; 3, 8 и 12, 15 – вкладыши, верхние и нижние; 4 – крышка; 5 – термопара; 6 – запорные краны; 7 – прилив крышки; 9 – втулка; 10 – накидная гайка; 11 – разъемная втулка; 13 – прокладки; 14 – корпус; 16 – колодки

Перед установкой ротора на место с двух сторон диска заводят две втулки Г-образного сечения (9), которые при установке верхних вкладышей (3 и 8), с установленными на них колодками, обеспечивают их симметричное расположение относительно нижних вкладышей и оси ротора в целом. Вкладыши соединяются по горизонтальной плоскости разъема при помощи шпилек и гаек. Верхние половинки прокладок (13)

фиксируются на верхних вкладышах винтами «впотай», для чего с наружных сторон прокладок толщиной не менее 5 мм выполняются разенкованные отверстия.

Верхние вкладыши имеют по одному сквозному радиальному отверстию для подачи смазки на ступицу гребня, откуда она за счет центробежной силы по рабочим поверхностям диска поднимается в зону контакта с колодками. На выходе из рабочего зазора смазка выбрасывается центробежными силами на внутреннюю поверхность крышки (4), откуда она по дренажным каналам стекает вниз и удаляется из корпуса подшипникового узла (вместе со смазкой из радиального подшипника).

В крышке подшипникового узла над упорным подшипником выполнены три гнезда: два для установки запорных кранов подачи смазки в правую и левую его часть; еще одно для термопары.

На некоторых моделях турбин правый прилив крышки заменен хомутом, который крепится болтами по горизонтальной плоскости разъема к корпусу (14).

2.5. Уплотнения

Уплотнения предназначены для уменьшения утечек сжимаемого воздуха через технологические зазоры между ротором и корпусом компрессора и исключения подсоса атмосферного воздуха из помещения, в котором установлена турбина.

В компрессоре использованы уплотнения втулочной конструкции двух типов. Переднее и заднее внешние уплотнения (рис. 8.а) имеют гладкие втулки с небольшим раструбом на внешнем конце. Они напрессованы на шейки полуосей диаметром 170 мм и шириной 90 мм. Внутренним концом втулка упирается в буртик полуоси.

Наружная втулка состоит из двух половин и имеет также гладкую рабочую поверхность. По внешнему диаметру выполнен гребень прямоугольного сечения, которым она вставляется в проточку, выполненную в ступице под уплотнение. Соединение половинок втулки в целое производится по горизонтальной плоскости с помощью шпилек и гаек перед установкой верхней половины корпуса компрессора в рабочее положение.

Эти уплотнения обеспечивают сброс незначительной доли уже сжатого компрессором воздуха в окружающую атмосферу, что исключает подсос снаружи. Для этого сжатый воздух со стороны нагнетания поступает через диагональные каналы во внутреннюю полость ротора (барабан), где происходит его частичное расширение с понижением

температуры. Далее сжатый воздух через осевой и диагональные каналы в ступице поступает в цилиндрическую расточку корпуса между задними уплотнениями, ширина которой 25 мм. Отсюда через рабочий зазор уплотнения (образован гладкими поверхностями втулок) воздух выходит в атмосферу.

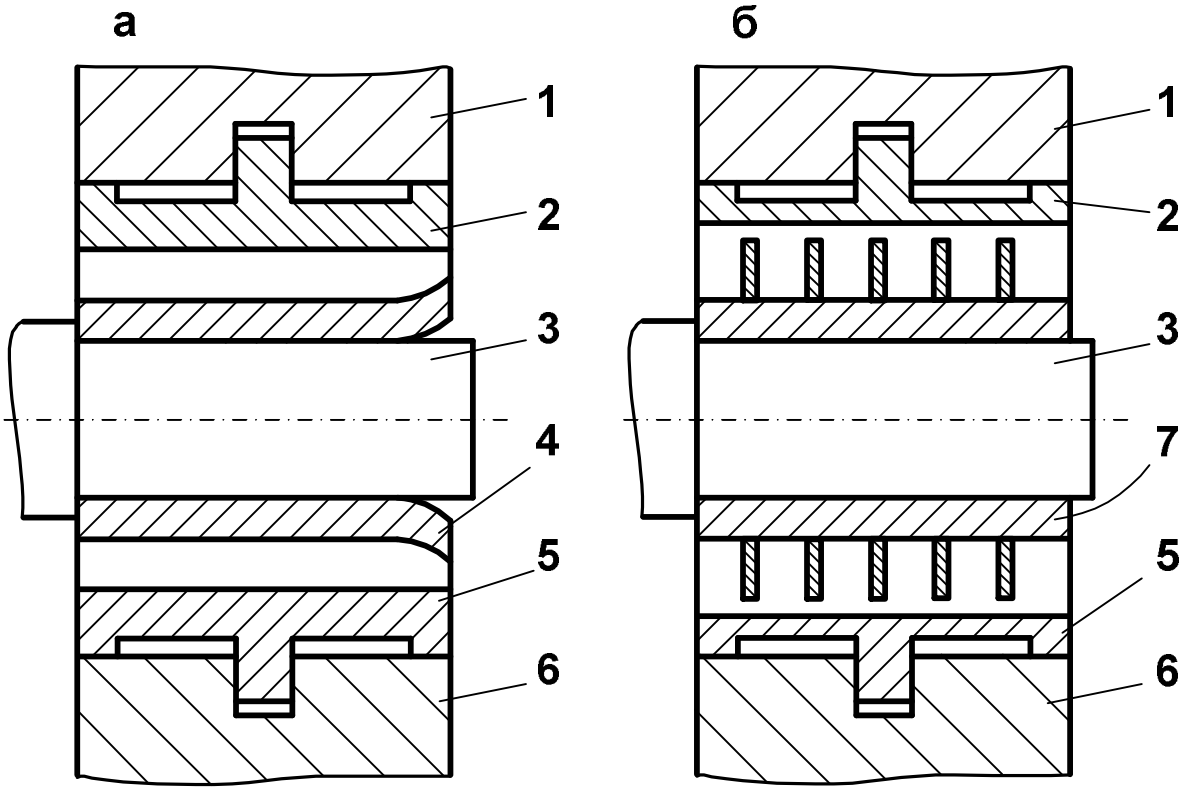


Рис. 8. Уплотнения компрессора:
а – внешнее переднее (заднее), б – заднее внутреннее;
1 и 6 – верхняя и нижняя части корпуса; 2 и 5 – верхняя и нижняя половины наружной втулки; 3 – полуось; 4 – гладкая втулка; 7 – гребенчатая втулка

В переднее уплотнение компрессора воздух из барабана поступает через специальные аксиальные каналы, выполненные в ступице передней полуоси.

Заднее внутреннее уплотнение компрессора (рис. 8.б) имеет гребенчатую внутреннюю втулку (7), которая напрессовывается на шейку диаметром 200 мм и шириной 90 мм до упора в буртик полуоси (3). Наружная втулка состоит из двух половин (2) и (5), но имеет гладкую рабочую поверхность. По ее внешнему диаметру выполнен гребень прямоугольного сечения, которым она вставляется в проточку, выполненную в ступице под уплотнение. Сжатый воздух, находясь в полости

между уплотнениями и обладая избыточной энергией, стремится проникнуть не только в атмосферу, но и через технологические зазоры в нагнетательный патрубок компрессора, что является дополнительным сопротивлением утечкам сжатого воздуха, который тем же путем стремится пройти в атмосферу. Наличие гребней позволяет увеличить в несколько раз гидравлическое сопротивление рабочего зазора уплотнения (в сравнении с гладкой втулкой) и обеспечить снижение давления на выходе из него до величины равной давлению воздуха поступающего сюда же через барабан ротора. Комбинация двух уплотнений со стороны задней опоры позволяет минимизировать утечки сжатого воздуха из компрессора.

3. ТУРБИНА

3.1. Ротор

Ротор цельнокованой конструкции (рис. 9) с наружным диаметром 545 мм выполнен из легированной стали. На рабочей поверхности со стороны переднего подшипника выполнена шейка уплотнения гребенчатого типа (1) шириной 165 мм. на остальной части шириной 380 мм расположены с шагом 75 мм пять кольцевых проточек для установки лопаток (2). Заводка лопаток с хвостовиками зубчикового типа производится после установки ротора в подшипники (3 и 4).

С двух сторон от рабочей поверхности ротора расположены шейки внешних уплотнений диаметром 195 мм. На них напрессованы броневтулки (5 и 6) с гладкими рабочими поверхностями.

Броневтулки внутренними концами упираются в буртик ротора, а внешние концы зафиксированы в осевом направлении накидными гайками (7), для которых на роторе выполнены две шейки с резьбой, диаметром 180 мм. передняя втулка шириной 225 мм больше задней на 85 мм. она зафиксирована накидной гайкой через упорную шайбу (8). Вторая броневтулка зафиксирована без упорной шайбы.

Ротор опирается на два радиальных подшипника качения, для чего на нем выполнены две шейки диаметром 115 мм и шириной 110-120 мм. Левей шейки под передний подшипник, выполнен упорный буртик (9) диаметром 125 мм.

В нормальном положении между буртиком и вкладышами подшипника должен быть зазор не меньше, чем величина рабочего зазора упорного подшипника. Перед обеими шейками под подшипник с внутренней стороны напрессованы маслосъемные кольца Г-образного сечения (10).

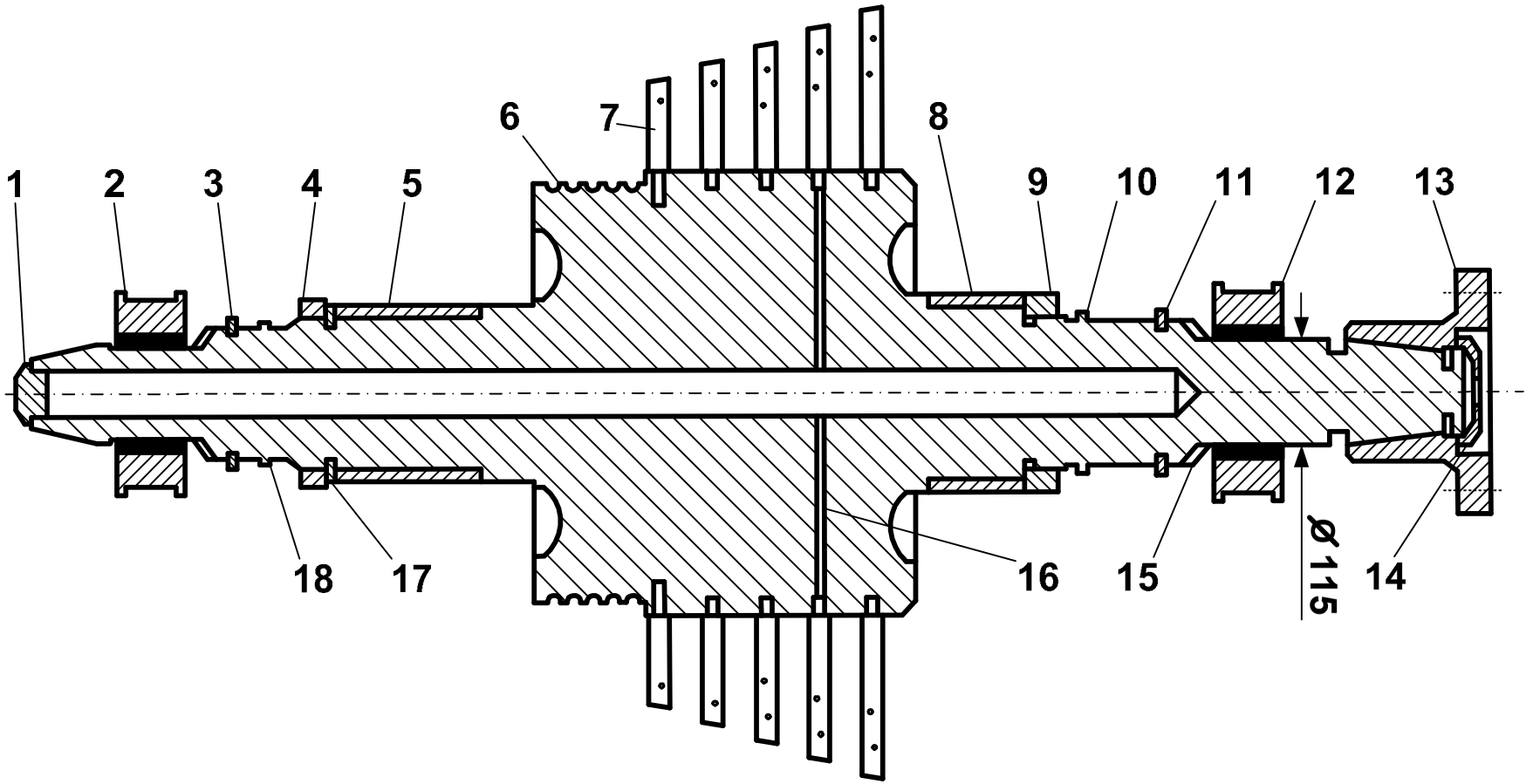


Рис. 9. Ротор турбины:
1 – ниппель; 2 и 12 – подшипники, передний и задний; 3 и 11 – съемные уплотняющие кольца; 4, 9 и 14 – гайки, накидные и стопорная; 5 и 8 – броневтулки внешних уплотнений; 6 – шейка внутреннего уплотнения; 7 – рабочие лопатки; 10 и 18 – монтажные буртики; 13 – полумуфта; 15 и 19 – маслосъемные кольца; 16 – радиальные отверстия; 17 – упорная шайба

Для удобства и безопасности выполнения монтажных работ с внешней стороны от каждой накидной гайки выполнены два буртика (12) шириной и высотой 15 мм, но меньшего диаметра, чем резьба накидной гайки. Между маслосъемным кольцом и внешним буртиком (12) выполнена кольцевая проточка для установки съемного уплотняющего кольца (13) подшипникового узла.

В теле ротора со стороны переднего подшипника выполнено глухое осевое отверстие, закрытое ниппелем (11). Через ниппель осуществляется подача «холодного» сжатого воздуха для охлаждения всех лопаток ротора. С этой целью снаружи, через проточки, в которые устанавливаются лопатки, равномерно по окружности выполнены сквозные радиальные отверстия (14).

Задний конец ротора имеет коническую поверхность со шлицами для установки полумуфты (15). На самом конце, за конусом, выполнена шейка с цилиндрической резьбой мелкого шага для стопорения гайкой (16) полумуфты в осевом направлении.

3.2. Обойма

Обойма (рис. 10) предназначена для установки лопаток сопловых решеток турбины, подвода к ним сжатого воздуха для охлаждения, объединения решеток в один блок и закрепление его на внутренней поверхности корпуса. Применение обоймы существенно упрощает конструкцию и монтаж турбины при незначительном увеличении утечек. Она имеет горизонтальную плоскость разъема и состоит из двух частей – полуобойм (1 и 2). Соединение полуобойм выполнено шпильками (5), шайбами (6) и гайками (7). Шпильки устанавливаются в глухие отверстия в нижней полуобойме. Точность установки верхней полуобоймы обеспечивается четырьмя направляющими сухарями (8), которые вкручены в глухие отверстия на плоскости разъема нижней полуобоймы.

На внутренней поверхности обоймы, по окружности, вдоль оси расположено пять проточек с шагом 75 мм для установки сопловых лопаток (3). Поперечное сечение проточки имеет форму равнобокой трапеции, что обеспечивает надежное закрепление лопаток с хвостовиками «ласточкин хвост». На внешней стороне обоймы выполнен гребень с шипом прямоугольного сечения, диаметром 1265 мм и шириной 60 мм.

На внешней поверхности верхней полуобоймы установлен рымболт (4) для выполнения грузоподъемных операций при монтаже и ремонтах.

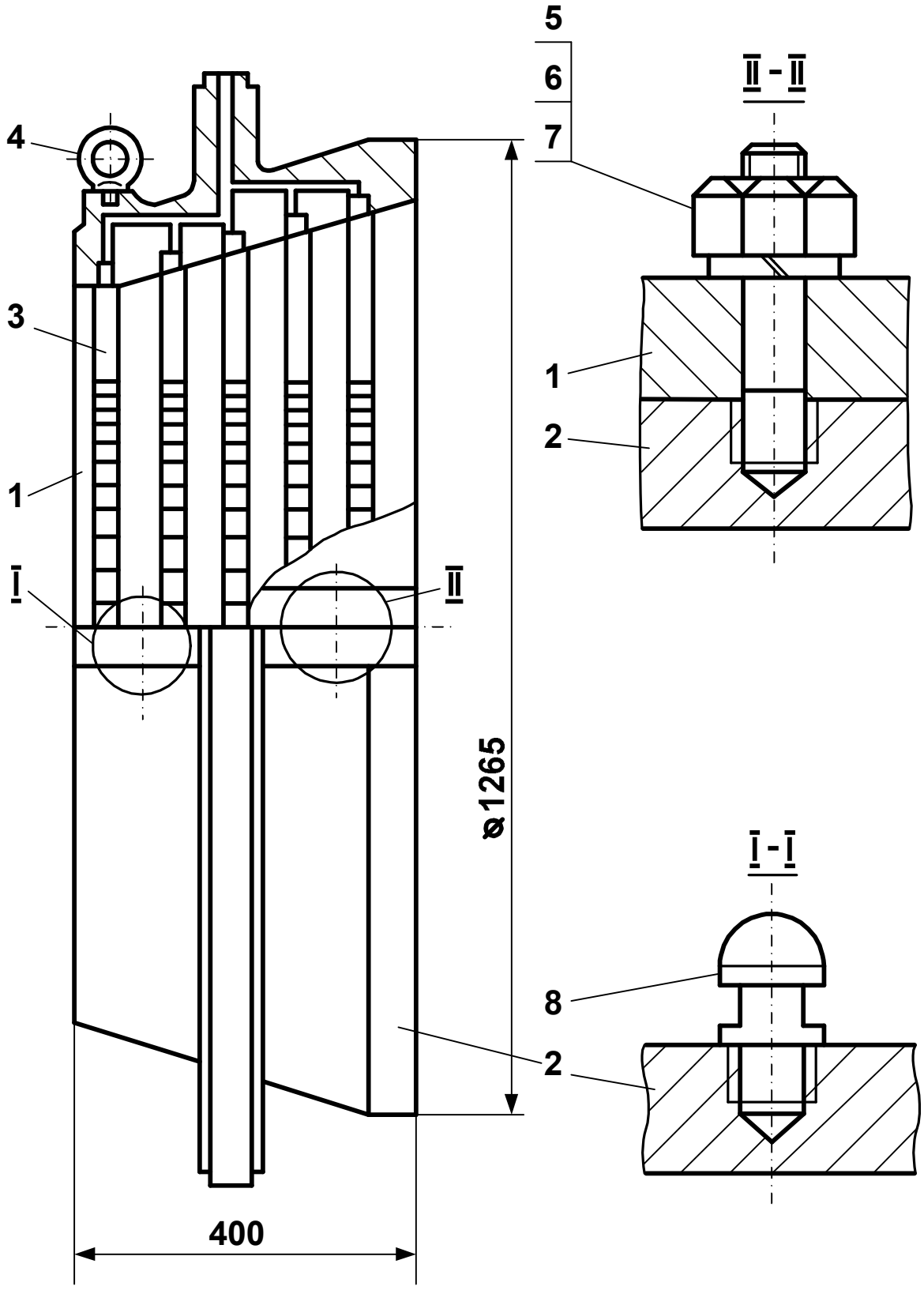


Рис. 10. Обойма:
1 и 2 – полуобоймы, верхняя и нижняя; 3 – лопатки сопловой решетки; 4 – рым-болт; 5, 6 и 7 – шпилька, шайба и гайка; 8 – направляющий сухарь

В нижней полуобойме, на торце гребня, равномерно по окружности, выполнено три радиальных глухих отверстия с резьбой М32 для крепления болтами к нижней половине корпуса, что исключает вращение обоймы при работе турбины.

Облопачивание нижней полуобоймы выполняется, когда она уже установлена в корпусе (закреплена болтами М32). Верхняя полуобойма облопачивается отдельно при установке ее в специальные призмы. Средний диаметр лопаток первой ступени 672 мм, последней – 777 мм.

Установка на место верхней полуобоймы и соединение её с нижней производится после установки лопаток на роторе. При правильной сборке обоймы, ее шип прямоугольного сечения входит без натяга в цилиндрическую расточку, выполненную на внутренней поверхности корпуса.

3.3. Корпус турбины

Корпус (рис. 11) является наиболее сложным элементом турбины, как для изготовления, так и для монтажа. Он имеет горизонтальную плоскость разъема, которая делит его на две части – верхнюю (5) и нижнюю (7).

Нижняя половина корпуса через две проушины (8 и 14) опирается на заднюю и переднюю фундаментальные рамы турбины. Ниже оси турбины на 1000 мм расположен фланец выхлопного патрубка (9) прямоугольного сечения 740×950 мм (740 мм измеряется вдоль оси турбины). Он расположен симметрично относительно вертикальной плоскости проходящей через ось турбины.

В нижней части этой половины корпуса со стороны переднего подшипника турбины имеется сквозное вертикальное отверстие диаметром около 50 мм, которое закрыто заглушкой (12) и используется для технологических нужд во время эксплуатации, например для продувки. Рядом расположено сквозное отверстие (10) для крепления обоймы к корпусу (на рис. 11 показано одно из трех) в верхней и нижней части корпуса выполнена цилиндрическая расточка (11) диаметром 1265 мм и шириной 60 мм для установки обоймы.

В верхней ее части по краям вдоль оси расположены расточки внешних уплотнений (6 и 16). Рабочая поверхность расточки выполнена в виде гребенки с невысокими зубцами трапециевидной формы. Под передней ступицей расположено еще одно отверстие с ниппелем (15), которое обеспечивает подвод и подачу сжатого воздуха для охлаждения ротора.

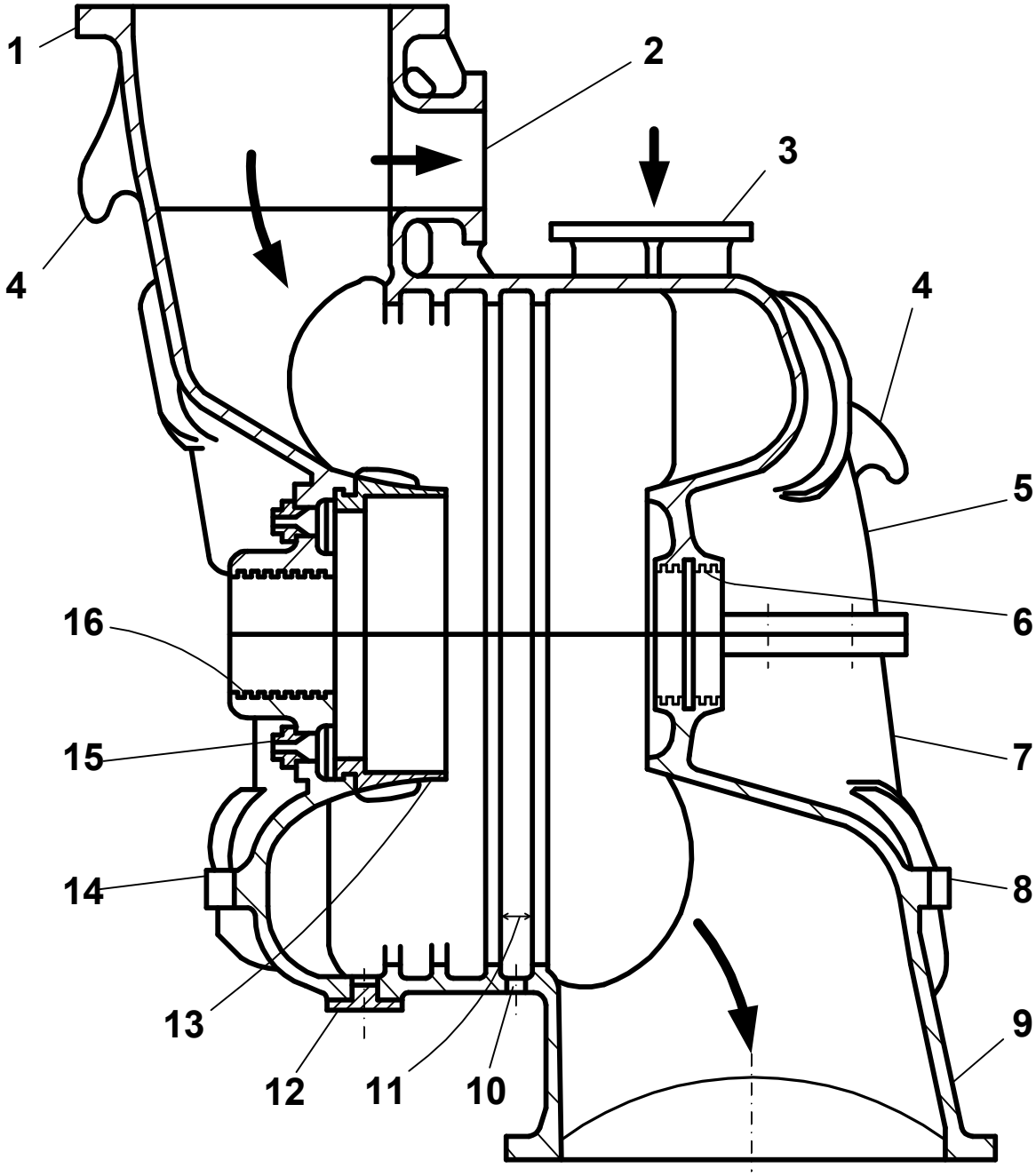


Рис. 11. Корпус турбины:
1, 2, 3 и 9 – патрубки, приемный, обводной, маневровый и выхлопной; 4 – крюк строповочный; 5 и 7 – части корпуса, верхняя и нижняя; 6 и 16 – расточки внешних уплотнений, заднего и переднего; 8 и 14 – проушины, задняя и передняя; 10 и 11 – отверстие для крепления и расточка для установки обоймы; 12 – заглушка; 15 – ниппель

Верхняя половина корпуса имеет три патрубка, два из которых расположены вертикально и один горизонтально. Верхний вертикальный патрубок (1) с фланцем прямоугольного сечения 500×800 мм (500 мм измеряется вдоль оси турбины) расположен выше оси турбины

на 1200 мм и предназначен для приема через него на турбину рабочих газов из камер сгорания топлива. В средней части этого патрубка со стороны заднего уплотнения расположен горизонтальный патрубок квадратного сечения (2) с фланцем 185×185 мм для сброса рабочих газов в обход проточной части турбины при маневрировании. Через него, при необходимости, может осуществляться подача сжатого воздуха из компрессора для охлаждения ротора турбины, минуя камеры сгорания. Эти патрубки расположены симметрично относительно вертикальной плоскости проходящей через ось турбины.

Ещё один патрубок (3) расположен вертикально со стороны заднего уплотнения и смещен относительно оси турбины. Он имеет квадратное сечение 250×250 мм и предназначен для выхлопа рабочих газов в обход турбины при маневрировании и в аварийных ситуациях.

На внутренней поверхности корпуса, в непосредственной близости от ступицы переднего внешнего уплотнения, выполнены последовательно две цилиндрические расточки диаметром 550 мм и 530 мм и шириной по 25 мм. Они предназначены для установки разъемной втулки внутреннего переднего уплотнения (13). Крепление этой втулки производится к нижней части корпуса болтами (см. рис. 12), которые устанавливаются в отверстия с резьбой расположенные равномерно по окружности. Верхняя половина втулки с корпусом болтами не связана. Крепление нижней половины втулки к корпусу болтами выполняется до установки ротора. Верхняя половина втулки крепится шпильками и гайками к нижней половине после установки ротора в корпус, но перед монтажом верхней половины обоймы.

На внешней поверхности корпуса имеются два прилива в форме крюка (4), которые используются для строповки при выполнении монтажных и демонтажных работ. С этой же целью могут быть использованы два отверстия в ребрах жесткости над горизонтальным фланцем и под ним. Перед монтажом верхней половины корпуса на нижнюю устанавливают паронитовую прокладку. Крепление частей корпуса турбины между совой выполнено, как на компрессоре.

3.4. Подшипниковые опоры

Ротор турбины имеет две опоры, в которых установлены только радиальные подшипники скольжения. Передний подшипник установлен в индивидуальном корпусе, смонтированном на передней фундаментальной раме. Опорная поверхность корпуса, как и фундаментальной рамы, выполнена плоской и шлифованной, что позволяет нивели-

ровать при монтаже турбины положение опоры в горизонтальной плоскости вдоль и поперек оси турбины для достижения соосности роторов самой турбины, воздушного компрессора и редуктора.

Задний подшипник расположен в групповом корпусе, который является частью корпуса компрессора (см. п. 2.2). Оба подшипника ротора турбины имеют абсолютно одинаковую конструкцию с задним радиальным подшипником компрессора (см. п. 2.3), что, несомненно, упрощает комплектацию турбины, уменьшает ее стоимость и позволяет сократить затраты во время эксплуатации.

Питание подшипников маслом осуществляется индивидуально, принудительно через запорные краны в крышках подшипниковых опор. Подвод масла к кранам произведен по гибким трубопроводам. Ограничение расхода масла на подшипник обеспечивается установкой дросселя в подводящий маслопровод. Отвод масла из корпусов подшипниковых опор происходит самотеком на нижний этаж, где установлена маслостанция ГТУ.

3.5. Уплотнения

Ротор имеет три уплотнения необходимые для повышения герметичности рабочего цилиндра турбины. Два из них внешние (переднее и заднее см. рис. 12.а и 12.б) и одно – внутреннее (переднее см. рис. 12.в). Все три уплотнения гребенчатого типа. У наружных уплотнений турбины гребенка (2) выполнена на внутренней поверхности ступицы корпуса (3), а втулки (5), напрессованные на ротор (4), имеют гладкую поверхность.

На внутреннем уплотнении гребенка (2) выполнена непосредственно на рабочей поверхности ротора, а гладкую поверхность имеет наружная разъемная втулка (8). Необходимость двух передних уплотнений обусловлена большим давлением и температурой рабочих газов поступающих к первой сопловой решетке, чем, их давление и температура на выхлопе.

Для исключения выбросов газов из турбины в атмосферу турбинного цеха к ступице заднего уплотнения подводится «холодный сжатый воздух и подается в рабочий зазор через радиальные отверстия (12), которые расположены сверху и снизу. Одна часть этого воздуха выходит через уплотнение в атмосферу цеха, а другая за счет избыточного давления попадает внутрь корпуса турбины и вместе с дымовыми газами уходит через регенератор на выхлоп. Расход воздуха для питания этого уплотнения не превышает 0,001 производительности компрессора ГТУ.

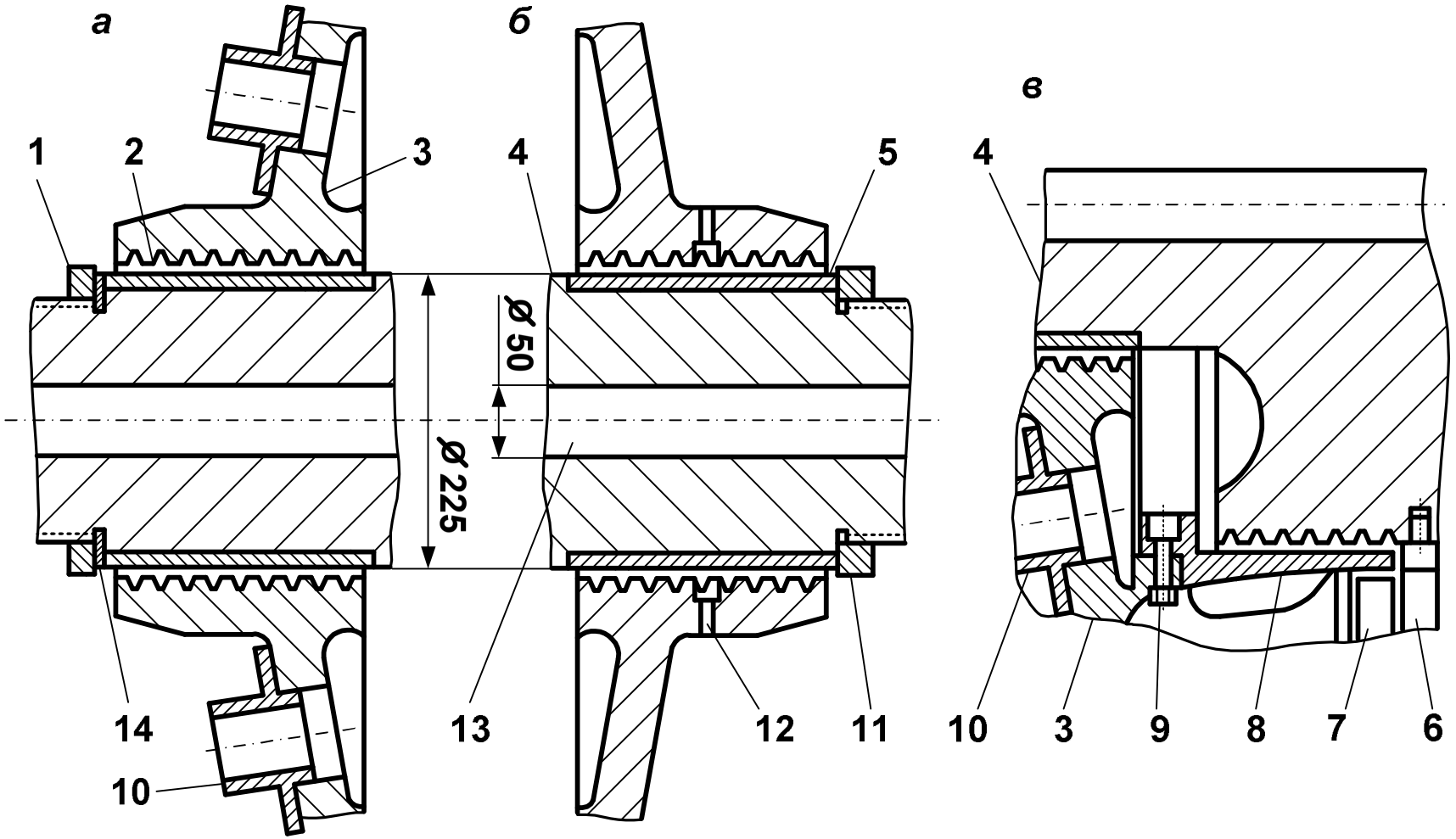


Рис. 12. Уплотнения ротора:
а – наружное переднее, б – наружное заднее, в – внутреннее
1 и 11 – гайки накидные; 2 – гребенка; 3 – ступица; 4 – ротор; 5 – гладкая втулка; 6 и 7 – лопатки рабочей и сопловой решетки первой ступени; 8 – разъемная втулка; 9 – болт и гайка; 10 – ниппель; 12 – подвод сжатого воздуха; 13 – центральное сверление; 14 – упорное кольцо

4. ОХЛАЖДЕНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГТУ

4.1. Камера сгорания

Максимальная температура рабочих газов в ГТУ отмечается в непосредственной близости от выходной кромки форсунки, что является причиной использования для их изготовления жаропрочных сталей. Однако это не дает полной гарантии безотказной работы форсунок в течение длительного периода. Со временем они выгорают, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления, изменению формы факела и снижению коэффициента сгорания топлива (часть его вместе с сажей выбрасывается в атмосферу, где оно конденсируется и превращается в пар белого цвета). Для уменьшения потерь и увеличения срока службы форсунок часть воздуха из компрессора постоянно подается в камеры сгорания для их обдува. Подогретый таким образом воздух далее попадает в факел и участвует в сжигании топлива и на КПД турбины не влияет.

Для предохранения от прогорания кожуха камеры сгорания кроме жаропрочных сталей применяется подача «холодного» сжатого воздуха из компрессора. Он поступает в кожух через специальные кольцевые щели, расположенные в несколько рядов вдоль его оси. За счет расширения рабочих газов имеющих высокую температуру (более 600°С) холодный воздух прижимается к внутренней поверхности кожуха, нагревается и снижает передачу тепла через стенку кожуха в атмосферу. Избыточный воздух при сгорании топлива приводит к снижению температуры рабочих газов и КПД турбины.

4.2. Ротор турбины

За счет высокой турбулентности потока (скорость движения более 100 м/с) происходит интенсивное перемешивание рабочих газов с «холодным» воздухом из компрессора для охлаждения камеры сгорания, поэтому на первую ступень турбины, он поступает с температурой 600°С по всему сечению. По мере прохождения ступеней турбины температура рабочих газов уменьшается, а объем увеличивается. Это приводит к неравномерному нагреву ротора вдоль оси. Для снижения температуры переднего конца ротора через отверстия в корпусе турбины, которые находятся над и под ступицей переднего внешнего уплотнения (поз. 7 рис. 12.а), подводится сжатый воздух из компрессора. Его давление незначительно выше, чем рабочих газов перед первой ступенью, а температура не более 150°С. Этого достаточно чтобы блокировать проход рабочих газов через внутреннее уплотнение и далее в атмо-

сферу. За счет большего давления часть сжатого воздуха проходит через внутреннее уплотнение к рабочим лопаткам первой ступени, что обеспечивает поддерживание температуры на поверхности ротора не более 520°С. Это снижает КПД турбины, но одновременно повышает надежность работы и ее действительный срок службы. Рабочие лопатки первой ступени перемешивают рабочие газы со сжатым воздухом, поэтому эффективность охлаждения оставшейся части ротора этим потоком близка к нулю.

Наиболее уязвимым в газовых турбинах являются лопатки сопловых и рабочих решеток. Для интенсивного охлаждения здесь лопатки турбины имеют внутри сеть параллельных радиальных каналов, в которые через отверстие в хвостовике подводится сжатый воздух от компрессора. Для выхода его в проточную полость турбины на рабочей и нерабочей поверхности лопатки выполнено по 1-2 аксиальных отверстия. Воздух для охлаждения лопаток сопловых решеток подводится раздельно через радиальные каналы в верхней и нижней полуобойме. Подвод воздуха для охлаждения лопаток рабочих решеток осуществлен через ниппель, установленный на переднем торце ротора и глухое осевое отверстие диаметром 50 мм и глубиной более 1500 мм. Это отверстие соединено радиальными каналами с проточками на рабочей поверхности барабана для установки лопаток. Наличие разветвленной сети радиальных каналов в теле ротора обеспечивает не только интенсивное охлаждение лопаток, но и самого ротора. Об этом убедительно говорит тот факт, что перепад температур для разных точек ротора не превышает 150°. На охлаждение ротора положительно влияют утечки сжатого воздуха на хвостовике лопатки, так как часть их через имеющиеся зазоры попадает сразу в проточную полость турбины.

Охлаждение сжатым воздухом ротора со стороны выхлопа не требуется, так как температура рабочих газов ниже, чем сжатого воздуха на выходе из компрессора. Подача сжатого воздуха в небольшом объеме со стороны заднего уплотнения через отверстия (поз. 8 рис. 12.б) производится, для исключения выброса рабочих газов в атмосферу станции ГТУ.

4.3. Ротор компрессора

Охлаждение ротора компрессора осуществляется проще, чем на самой турбине, так как им переводится обратно в тепло только около 30% располагаемого теплоперепада после сжигания топлива.

Повышение давления в 4,6 раза атмосферного воздуха с нормальными начальными параметрами сопровождается увеличением его температуры, более чем на 120°С. Это небезопасно, так как при наличии в воздухе пыли и паров масла, возможно самопроизвольное воспламенение (взрыв). Поэтому для повышения безопасности и надежности работы компрессора необходимо производить охлаждение сжимаемого воздуха.

Здесь это решено за счет использования ротора барабанного типа. Сжатый воздух поступает через диагональные каналы в полость барабана со стороны высокого давления и там расширяется, что сопровождается уменьшением температуры. Поэтому через оболочку ротора между «горячим» воздухом в цилиндре и «холодным» воздухом в барабане происходит теплообмен, и температура сжимаемого воздуха в цилиндре уменьшается, значительно уменьшая показатель политропы. Это позволяет производить сжатие воздуха последовательно в шестнадцати ступнях компрессора без промежуточного охлаждения. Дальнейшее движение воздуха из барабана в атмосферу описано в п. 2.5.

Частичный отвод тепла от сжимаемого воздуха позволяет снизить отбор мощности на компрессор, повысить его надежность и безопасность, использовать менее дорогостоящие материалы в его конструкции.

4.4. Масло

Не менее важной задачей в вопросе обеспечения высокой надежности работы ГТУ является охлаждение масла, которое постоянно циркулирует в системах управления, защиты и смазки турбоагрегата. При работе ГТУ с максимальной мощностью в подшипниковых опорах и системе управления рассеивается в виде тепла 1,5-2,5% энергии располагаемого теплоперепада. В нашем случае эти потери не должны быть более 170 кВт. Основная доля этой энергии (тепловой) отводится в специальных маслоохладителях, суммарная рабочая площадь латунных трубок охлаждения которых равна 10 $м^2$. насос прокачивает по трубкам охлаждения 10-15 $м^3$/час холодной воды под давлением 2,5-3,0 атм. Снаружи циркулирует охлаждаемое масло, которое специальными неподвижными лопатками подкручивается для более интенсивного движения между трубками. Это существенно повышает эффективность теплопередачи (при ламинарном течении масла слои находящиеся в непосредственном контакте с наружной стенкой трубки охлаждаются больше, а находящиеся в нескольких миллиметрах от нее прак-

тически свою температуру не меняют). Давление масла в маслоохладителе поддерживается больше давления воды в пределах 0,1-0,2 атм., что исключает возможность попадания воды в масло.

Температура охлажденного масла не должна быть выше +35°С. При увеличении температуры подшипника более 75°С автоматически происходит подключение резервного маслоохладителя и подается аварийный сигнал. Как аварийная расценивается ситуация, когда скорость увеличения температуры подшипника более 1 градус/час, а для масла в баке – более 0,5 градус/час. Изменение температуры масла по одной из трех указанных причин может стать сигналом аварийной остановки турбины.

Для смазки подшипников турбины, компрессора и генератора применяются, как правило, турбинные масла, например, $Т_{22}$. Смазка подшипников пускового двигателя и возбудителя производится раздельно. Емкости бака должно хватать на непрерывную работу ГТУ с максимальной мощностью в течении 8-15 минут (на крупных ГТУ это время в 2 раза меньше).

Минимальная температура масла не должна опускаться ниже +10°С. При необходимости система снабжения турбины маслом оборудуется блоком подогрева с автономным источником питания требуемой мощности. Этот источник энергии (аккумуляторная батарея, например) используется для подогрева смазки только перед запуском турбины.

4.5. Генератор, пусковой двигатель, возбудитель

Более половины тепла выделяющегося при работе электрических машин образуется из-за перемагничивания железа, что приводит к нагреву обмоток, увеличению проводимости изоляции и снижению ее срока службы. Для охлаждения пускового двигателя и возбудителя в подавляющем большинстве случаев бывает достаточно наружного обдува корпуса атмосферным воздухом. Перемещение воздуха производится крыльчаткой установленной на свободном конце электрической машины. Для повышения интенсивности отвода тепла в окружающую атмосферу (воздух машинного зала) выпускаются специальные электрические машины с открытым корпусом. Отдельной системы охлаждения подшипников такие машины не требуют.

Мощность электрогенератора на порядок больше чем возбудителя (или пускового двигателя), поэтому система его охлаждения значительно сложней. Охлаждение подшипников осуществляется за счет циркуляции смазки. Охлаждение обмоток здесь решено за счет принудитель-

ной подачи вентилятором в зазор между ротором и статором холодного атмосферного воздуха с последующим отводом его в атмосферу. Отбор воздуха для этой цели производится с улицы через специальное устройство, но не из машинного зала. Особое внимание необходимо уделить чистоте этого воздуха – в нем не должно быть пыли и горючих газов.

На крупных электрогенераторах с номинальной мощностью более 6-12 МВт используется водяное охлаждение или циркуляционные системы с водородом или инертными газами, что естественно увеличивает сложность установки и повышает эффективность охлаждения генератора, так как эти теплоносители имеют более высокую массовую теплоемкость, чем атмосферный воздух.

5. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

5.1. Жесткая муфта

Ротор турбины и воздушного компрессора связаны неподвижно жесткой муфтой (рис. 13), которая состоит из двух полумуфт (1 и 6), двух стопорных гаек (2) и двенадцати комплектов призонных болтов (3) с гайками (4) и шплинтами (5). Полумуфты одинаковой конструкции имеют осевую коническую расточку с нарезными шлицевыми пазами. Каждая из полумуфт устанавливается на соответствующий ей конец ротора до монтажа его в корпус. От осевого смещения каждая полумуфта фиксируется стопорной гайкой, которая устанавливается на специальную шейку с резьбой на конец ротора.

После установки ротора турбины и компрессора в корпус выполняется нивелировка их взаимного расположения в горизонтальной и вертикальной плоскости. Нивелирование в осевом направлении необходимо выполнить с учетом величины рабочего зазора упорного подшипника. Нивелирование турбины считается законченным, если призонные болты устанавливаются без приложения значительных усилий (без применения кувалды или тяжелого молотка). Прокручивание ротора для совмещения отверстий полумуфт при установке болтов выполняется вручную за лопатку турбины. Устранение зазора между полумуфтами допускается производить с помощью стальных прокладок.

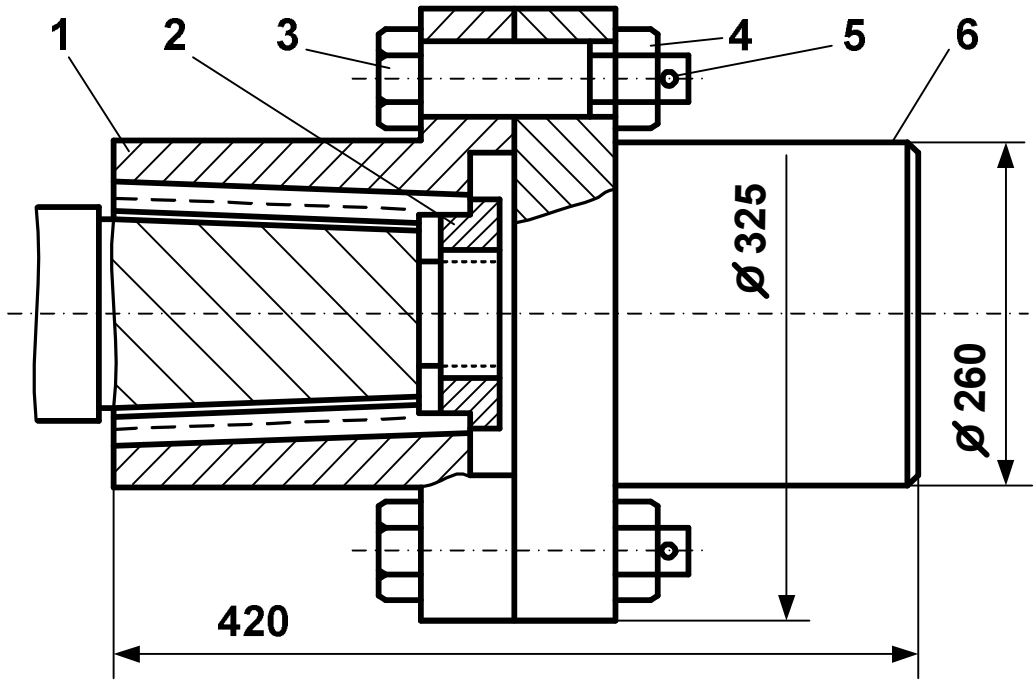


Рис. 13. Жесткая муфта:
1 и 6 – полумуфта; 2 – стопорная гайка;
3 – призонный болт; 4 – гайка; 5 – шплинт

5.2. Зубчатая муфта

Для соединения турбоагрегата с электрогенератором используется зубчатая муфта, которая состоит из двух половин имеющих одинаковую конструкцию. На рис. 14 представлена конструкция одной из половин полностью и часть внешней полумуфты второй половины муфты. Каждая половина муфты состоит из внутренней полумуфты (2) с внешним зубчатым венцом, которая для установки на роторе имеет осевую коническую расточку (8) со шлицевыми пазами. На валу турбоагрегата она фиксируется в осевом направлении стопорной гайкой (5). Гайка выполнена в форме глухого стакана с фланцем. Во фланце имеется не менее двух диаметрально расположенных пазов. Это обеспечивает необходимую жесткость и возможность простого фиксирования гайки относительно полумуфты, что исключает ее самопроизвольное откручивание. На заднем конце полумуфты по внешнему диаметру выполнена фаска (3) под углом 45°С к оси и высотой не менее 10 мм.

Внешняя полумуфта (1) с внутренним зубчатым венцом имеет снаружи фланец для жесткого соединения с полумуфтой устанавливаемой на вал генератора (4). К внутренней поверхности полумуфты в средней части приварено не менее двух упоров (6) высотой около 25 мм с фаской (7) по внутреннему диаметру 10×45°. Фаска располо-

жена со стороны зубчатого венца. Зубья полумуфт имеют бочкообразную форму, что обеспечивает компенсацию погрешностей установки генератора относительно турбоагрегата и упрощает операцию нивелирования.

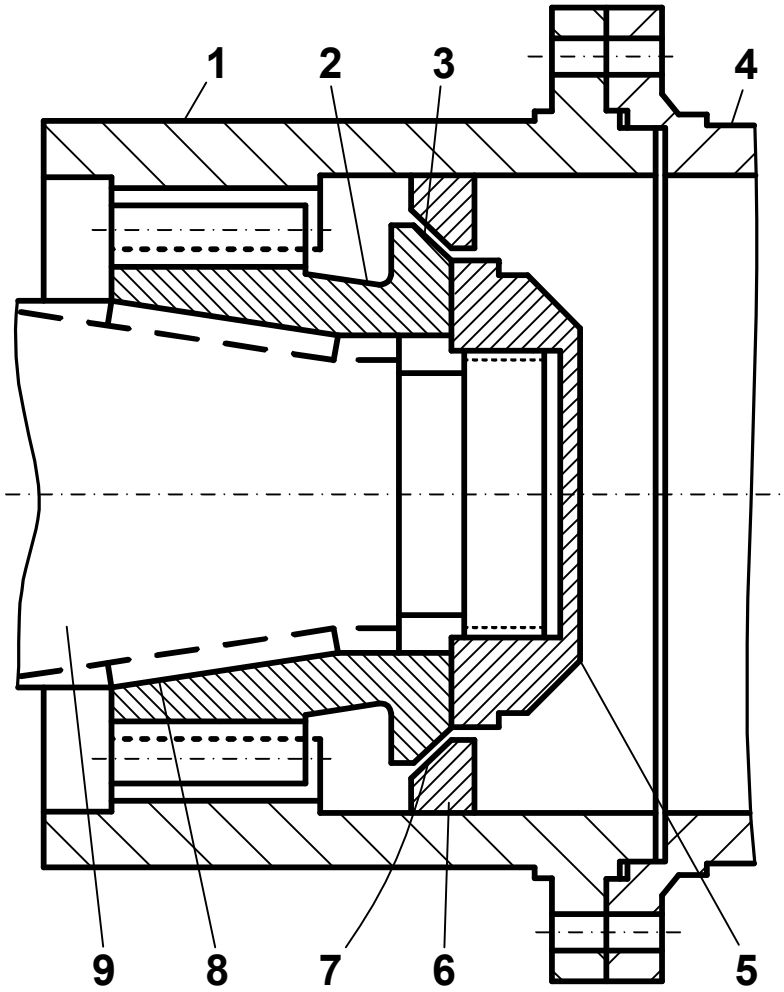


Рис. 14. Зубчатая полумуфта:
1 и 2 – полумуфты, внешняя и внутренняя; 3 и 7 – фаски; 4 – внешняя полумуфта вала генератора; 5 – стопорная гайка; 6 – упор; 8 – коническая расточка; 9 – выходной конец ротора турбоагрегата

Полумуфта с внешним зубчатым венцом устанавливается на место перед монтажом ротора компрессора в корпус. Вторая полумуфта устанавливается на место (в зацепление с первой) перед монтажом генератора. Здесь необходимо дослать внешнюю полумуфту до упора с внутренней полумуфтой по фаске 10×45°, что обеспечивает её надежную фиксацию на время монтажа генератора и не требует дополнительного крепления. Фланцевание внешней полумуфты к полумуфте генератора

следует производить с учетом величины рабочего зазора упорного подшипника, чтобы исключить передачу осевого усилия на ротор электрогенератора.

6. РАБОТА ТУРБИНЫ

6.1. Запуск турбины

Запуск газовой турбины представляет комплекс важных и ответственных операций, выполнение которых следует производить в строгом соответствии с правилами безопасности и технической эксплуатации.

Собственно запуску предшествует проверка исправности всех элементов основного и вспомогательного оборудования ГТУ; систем регулирования, охлаждения, смазки и защиты. Особое внимание следует уделять поверке завершения выполнения технического обслуживания и ремонтных работ; удалению из элементов ГТУ инструмента, замененных деталей, неиспользованных материалов, ветоши и людей. Обязательной проверке качества подвергается топливо и масло. недопустим запуск ГТУ, если неисправна или отключена какая-либо защита, если насос не развивает необходимого давления в системах смазки и регулирования.

Запуск должен производиться автоматически. Действиями обслуживающего персонала в это время должен руководить начальник смены. Если запуск производится после капитального или текущего ремонта, то руководить должен начальник цеха или его заместитель (в соответствии с должностной инструкцией). В крупных производственных подразделениях это возлагается на главного механика цеха (участка).

Несмотря на то, что собственно запуск ГТУ занимает времени около 2-5 минут, следует разделять его на несколько этапов:

1 этап – разгон пусковым двигателем;

Подается, как правило, полное напряжение на обмотки пускового двигателя, который жесткой или управляемой муфтой (обгонной, зубчатой, фрикционной, электромагнитной) связан со вторым концом вала генератора. В течение 15-30 секунд пусковой двигатель разгоняет турбину до частоты $(0,2\text{-}0,5)n_H$. В зависимости от типа топлива производительности компрессора при такой частоте вращения достаточно для обеспечения его устойчивого горения. Степень повышения давления воздуха в компрессоре в это время в пределах 1,1-1,9 (режим работы вентилятора высокого давления или воздуходувки), поэтому в качестве пускового применяется чаще асинхронный двигатель с короткозамкнутым ро-

тором, с необходимым (большим) пусковым моментом, мощность которого может быть не более 6% от мощности ГТУ. В некоторых случаях пусковой двигатель используют с редуктором (еще реже с коробкой передач), что позволяет существенно снизить нагрузку на питающую сеть и трансформатор во время запуска турбины. В нашем случае установлен двигатель мощностью 32 кВт с синхронной частотой вращения 3000 об/мин. При необходимости пусковой двигатель может быть установлен со стороны передней подшипниковой опоры турбины и соединен с ней через промежуточный вал. В этом случае сжатый воздух для охлаждения рабочих лопаток подается с помощью пневматической муфты через радиальные отверстия, которые дополнительно выполняются на переднем конце ротора.

2 этап – запуск горелок;

К моменту достижения ротором турбины частоты вращения $(0{,}20\text{-}0{,}35)n_H$ топливный насос уже запущен и развивает необходимое давление для работы ГТУ. Открывается задвижка подачи топлива в камеры сгорания на форсунки, через которые уже поступает сжатый воздух из компрессора и от «фитиля» осуществляется его воспламенение. Степень повышения давления газов перед первой ступенью турбины резко увеличивается (практически мгновенно), но частота вращения ротора турбинной установки (роторы компрессора, турбины, электрогенератора, возбудителя и пускового двигателя) ввиду его значительной массы остается неизменной, поэтому ГТУ испытывает в этот момент толчок (гидравлический удар в компрессоре, турбине, регенераторе). Этого по возможности следует избегать. Но не менее важно в этот момент, чтобы частота вращения турбины и расход топлива был достаточным для устойчивого наращивания её скорости (вывода из помпажной зоны). Эти параметры работы ГТУ определяются на заводе по индивидуальной действительной характеристике турбины и зафиксированы в ее руководстве по эксплуатации. Продолжительность 2 этапа менее 1 секунды, поэтому для устойчивого запуска пусковой двигатель в это время остается включенным и продолжает раскручивать турбину. Если не произошло воспламенение топлива в камерах сгорания, то повторно производить поджог НЕЛЬЗЯ, так как произойдет взрыв смеси в турбине и отводящих газоходах, что приведет к ее разрушению. Следует остановить турбину, устранить неисправность и пред

новым запуском произвести длительную ее продувку атмосферным воздухом.

3 этап – разгон при увеличении расхода топлива;

При разгоне очень важно, чтобы ускорение было постоянным или увеличивалось. Это обеспечивается повышением расхода топлива и отчасти ограничением подачи сжатого воздуха в камеры сгорания (он отводится через байпас в корпус турбины через вертикальный патрубок со стороны заднего уплотнения). Это гарантирует увеличение степени повышения давления рабочих газов. Излишки сжатого «холодного» воздуха из компрессора приводят к снижению температуры рабочих газов и уменьшению давления, что может стать причиной возвращения турбины в помпажную зону (здесь следует напомнить, что по мере разгона производительность компрессора увеличивается). Разгон должен выполняться по возможности быстрее, чтобы сократить время работы «холодной» турбины с газами высокой температуры (не более 600°С) и в конечном итоге снизить термические нагрузки на лопатки и корпус. Разгон может длиться несколько десятков секунд и, как правило, не превышает 1 минуты. При некоторой частоте вращения (n_C) и расходе топлива (G_C) турбина самостоятельно развивает мощность достаточную для работы компрессора, вращения ротора генератора, ротора возбудителя и пускового двигателя. Этот режим называют режимом самоходности. В этот момент пусковой двигатель переходит в генераторный режим, автоматически отключается от питающей сети и отсоединяется от ротора турбоустановки управляемой муфтой. Увеличение подачи топлива продолжается до тех пор, пока температура рабочих газов перед турбиной не достигнет предельно-допустимого значения 600°С.

4 этап – разгон при постоянной температуре рабочих газов;

Для ограничения температуры рабочих газов и одновременного повышения мощности ГТУ перекрывается байпас, что приводит к увеличению подачи сжатого воздуха, и увеличивается подача топлива в камеры сгорания. Это позволяет при наращивании отбора мощности компрессором увеличить частоту вращения ротора турбоагрегата. Наконец расход топлива достигает значения, каким он должен быть на холостом ходу, когда мощность на шпильках электрогенератора остается равной нулю, а частота вращения ротора турбоагрегата отличается от номинальной не

более чем на 3%. Продолжительность работы ГТУ на этом этапе, как правило, не превышает 1 минуту.

5 этап – выход ГТУ в режим холостого хода;

На этом этапе, продолжительность которого при нормальном запуске не превышает 1 минуту, поддерживается постоянный расход топлива и подача сжатого воздуха. Этого времени, как правило, бывает достаточно для прогрева турбины и вывода её на частоту холостого хода генератора (n_{XX}). Эта частота гарантирует устойчивый режим работы, так как без снижения расхода топлива вернуть турбину в помпажную зону невозможно. Мощность на шинах электрогенератора остается «равной нулю». В действительности достигнуть режима, в котором активная мощность генератора была бы точно равна нулю, достаточно сложно и требует много времени. Особенно это сложно на ГТУ большой мощности. Поэтому реально в конце этого этапа с шин электрогенератора можно снять до 5% от его номинальной мощности, но его к сети все равно еще не подключают. При запуске ГТУ после капитального ремонта турбины или компрессора, как и после длительной простоя, по другим причинам, продолжительность работы в этом режиме может быть увеличена до 10-20 минут и более для выполнения детального тестирования установки.

6 этап – синхронизация;

Эта процедура заключается в плавном выравнивании частоты вращения турбины (частоты ЭДС на шинах электрогенератора) с частотой во внешней электрической сети. Допустимое расхождение частот в момент включения не более 0,1% (0,05 Гц или 3 об/мин). Второй важный момент синхронизации заключается в обеспечении совпадения фаз ЭДС электрогенератора и сети. Это достигается путем плавного регулирования частоты вращения турбины за счет изменения подачи топлива. Допустимое расхождение по фазе не более 15% (18º). Третье условие предусматривает в момент включения электрогенератора в сеть отклонение создаваемого им напряжения от напряжения в сети не более ±20%. Если синхронизация не выполнена, то в момент включения электрогенератора в сеть, возникающая противо-ЭДС рассогласования (из-за различия частот, напряжений и несовпадения фаз) приводит в течение доли секунды параметры турбины в соответствие с параметрами электрической сети. При этом турбина со стороны электрогенератора испытывает удар (резкое из-

менение крутящего момента), а в сети отмечается кратковременный бросок мощности, что при плохой синхронизации может стать причиной срабатывания защиты, как со стороны ГТУ, так и со стороны электрической сети. Современные контрольно-измерительные приборы и аппаратура управления позволяют выполнить операцию синхронизации быстро и с высокой точностью. Степень перегрузки турбины удается удерживать в пределах 0-0,02. После подключения электрогенератора к сети ГТУ может длительное время устойчиво работать в режиме холостого хода (без внешней нагрузки), что весьма неэкономично на мощных установках, так как расход топлива составляет десятки килограмм в секунду. Тем не менее, если потребность в активной мощности ГТУ может возникнуть только через несколько десятков минут выгодней оставить работать ее в режиме холостого хода, чем производить остановку с последующим запуском. более того, повторный запуск может быть блокирован тепловыми реле системы защиты, так как обмотки пускового двигателя не успели остыть. Естественное охлаждение двигателя в нормальных условиях может длиться 20-40 минут. На этом запуск турбины заканчивается.

6.2. Маневрирование турбиной

Для вывода турбины из режима холостого хода под внешнюю нагрузку необходимо увеличить подачу топлива в камеры сгорания, но при этом сохранять температуру рабочих газов на первой ступени турбины не выше 600°С. Это достигается за счет увеличения объема сжатого воздуха, подаваемого из компрессора в камеры сгорания, постепенно закрывая обводной клапан. Частота вращения турбины, а, следовательно, производительность компрессора и его отбор мощности остаются неизменными. При полной подаче воздуха из компрессора в камеры сгорания и расчетном расходе топлива электрогенератор работает на сеть с номинальной мощностью 1500 кВт.

Уменьшение активной мощности электрогенератора осуществляется автоматически при снижении нагрузки в сети (отключении потребителя электроэнергии) за счет сокращения расхода топлива. Масло из бака (33 рис. 15) главным масляным насосом (18) подается на регулятора скорости (28). Главный насос приводится во вращение через зубчатую передачу валом турбины и работает постоянно независимо от режима нагружения (мощности) электрогенератора. Исключением

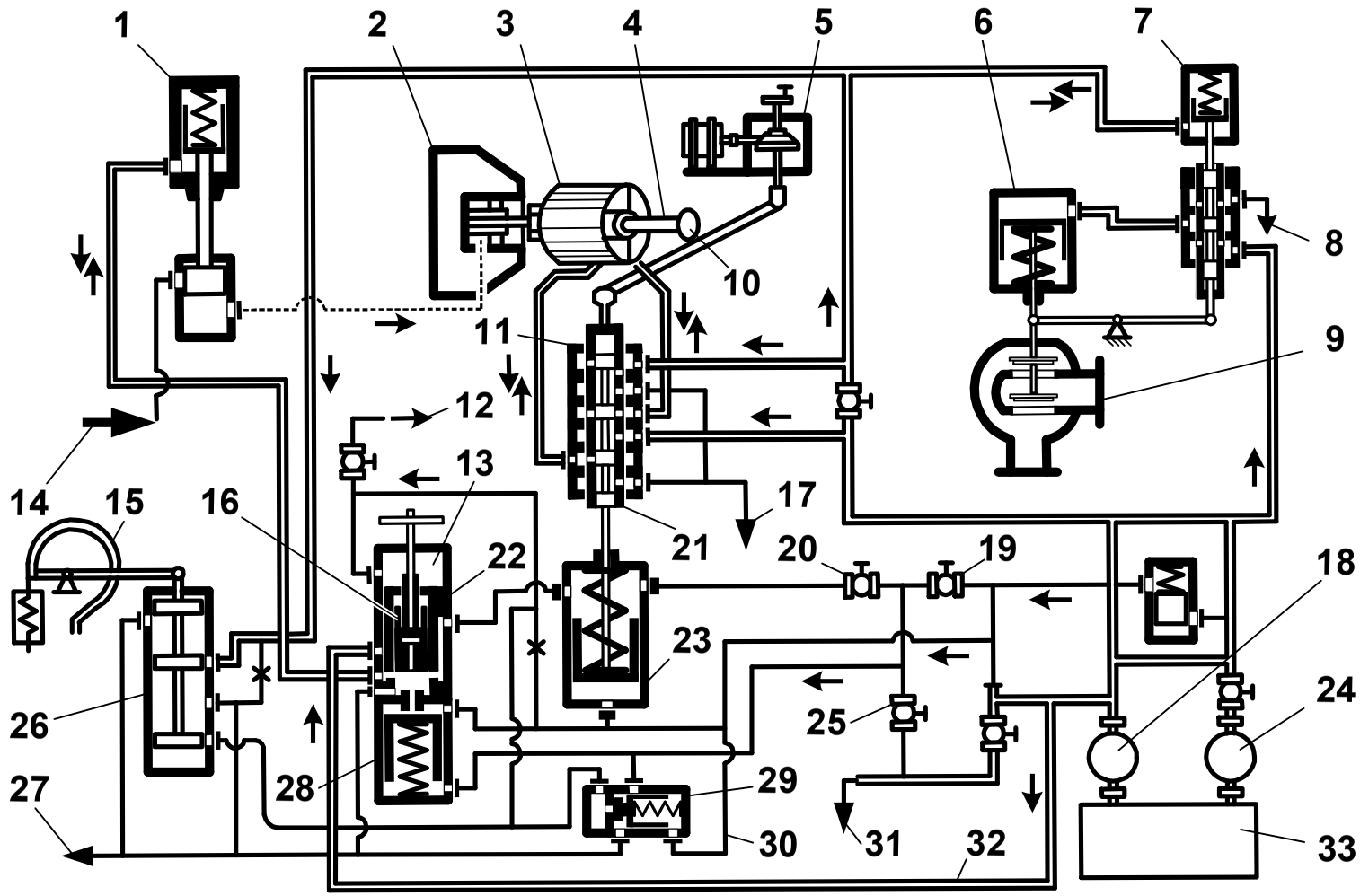


Рис. 15. Схема регулирования турбины:

1 – сервомотор; 2 – форсунка; 3 – поворотный усилитель; 4 – поршень усилителя; 5 – регулятор частоты; 6 – движитель; 7, 11, 26 – золотник; 8, 12, 17, 27 – отвод слива масла; 9 – обратный клапан; 10 – кулачок; 13 и 16 – рабочая камера и золотник астатического выключателя 22; 14 – подвод топлива; 15 – предельный регулятор температуры; 18 и 24 – насосы, главный и пусковой; 19 и 20 – дроссельный клапан; 21 – золотниковая букса; 23 – регулятор давления; 25 – редукционный клапан; 28 – предельный регулятор скорости; 29 – топливоподатчик; 30 и 32 – трубопроводы, с давлением 0,15 и 0,5 МПа; 31 – отвод масла на подшипники; 33 – маслобак

является время запуска турбины, когда система управления, защиты и смазки подшипников работают от пускового насоса (24), имеющего автономный электропривод. Этот насос отключается автоматически при выходе турбины в режим холостого хода.

Часть масла сбрасывается через редукционный клапан (25) в линию для смазки подшипников компрессора и турбины (31). Этот клапан обеспечивает поддержание давления масла за дросселем (19) постоянным, что гарантирует минимальный и безопасный расход масла в подшипниках. Так как характеристика дросселя описывается квадратичной параболой ($H = R \cdot Q^2$), то потери давления на нем прямо пропорциональны квадрату частоты вращения турбины.

Поршень регулятора давления (23) запитан снизу напрямую от главного насоса (18), а сверху через дроссель (19), поэтому изменение перепада давления на дросселе влияет на положение поршня. Другими словами поршень реагирует на изменение частоты вращения ротора турбины. Имея жесткую связь с золотником (11), поршень регулятора давления осуществляет управление подачи масла на сервомотор поворотного усилителя (3), а последний своим исполнительным органом (крылаткой) регулирует подачу топлива на форсунки в камеры сгорания. Наличие обратной связи в виде кулачка (10) и золотниковой буксы (21) обеспечивает высокую точность исполнения управляющих команд. Изменение частоты вращения ротора турбины в ручном режиме осуществляется регулирующим устройством с винтовым приводом (5), которое шарнирно связано с верхним концом рычага, а нижний конец – с золотниковой буксой.

Регулятор давления одновременно осуществляет управление обводным клапаном (9) через сервомотор и золотник (7), что обеспечивает с увеличением расхода топлива подачу в камеры сгорания больше сжатого воздуха из компрессора за счет изменения сопротивления байпаса. Обводной клапан открывается только при открытом окне золотника (11). Если золотник находится в среднем положении, то обводной клапан остается закрытым.

При сбросе электрической нагрузки с турбоагрегата, частота вращения ротора турбины начинает увеличиваться, повышается давление на насосе, поршень регулятора давления поднимается вверх и перемещает золотник (11), который открывает окно. Масло поступает в серводвигатель, который переводит золотник (7) в положение, обеспечивающее слив масла из поршневой полости движителя (6), установленного на обводном клапане.

Повышение частоты вращения ротора турбины одновременно отслеживается предельным регулятором скорости (28), который сблокирован с астатическим выключателем (22). Повышение давления на насосе (18) выше нормы приводит к подаче масла на сервомотор (1), который перекрывает клапан на трубопроводе подачи топлива в камеры сгорания. Одновременно закрывается орган на самой форсунке и открывается перепускной клапан на топливном трубопроводе для сброса его обратно в емкость.

Наличие предельного регулятора температуры (15), связанного (механически или электрически) с золотником (26), позволяет предотвратить перегрев первой ступени турбины при увеличении выше допустимого температуры рабочих газов на выходе. Срабатывание терморегулятора приводит к последовательному ограничению подачи топлива (29), который через элементы 28-22 блокирует топливный трубопровод, и форсунки и инициирует её аварийную остановку.

Содержание

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБИНЫ 1
2. КОМПРЕССОР 4
2.1. Ротор 6
2.2. Корпус 8
2.3. Передний подшипник 11
2.4. Задняя подшипниковая опора 13
2.5. Уплотнения 15
3. ТУРБИНА 17
3.1. Ротор 17
3.2. Обойма 19
3.3. Корпус турбины 21
3.4. Подшипниковые опоры 23
3.5. Уплотнения 24
4. ОХЛАЖДЕНИЕ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГТУ 26
4.1. Камера сгорания 26
4.2. Ротор турбины 26
4.3. Ротор компрессора 27
4.4. Масло 28
4.5. Генератор, пусковой двигатель, возбудитель 29
5. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ 30
5.1. Жесткая муфта 30
5.2. Зубчатая муфта 31
6. РАБОТА ТУРБИНЫ 33
6.1. Запуск турбины 33
6.2. Маневрирование турбиной 37