

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «САМАРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им.академика С.П.КОРОЛЁВА»

Кафедра: «ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ»

ДВИГАТЕЛЬ ТВ2-117

Составил: **Сошин В.М.**

Компьютерная обработка:

студенты **Валуев А.А., Гумеров О.Р.**

*Электронный ресурс предназначен для студентов 2-го курса
специальности 130300, изучающих конструкцию двигателя ТВ2-117 по
дисциплине «Авиационная техника»*

ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕСУРС

САМАРА 2007 г.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТВаД

1.1. ВВЕДЕНИЕ

Потребности дальнейшего развития промышленного производства в Российской Федерации, освоение ее природных богатств требуют активного развития и применения вертолетной авиации. Вертолет, — на сегодня единственный летательный аппарат, не требующий аэродромов. Вертолеты транспортируют грузы и пассажиров в труднодоступные районы, с вертолетов вносятся минеральные удобрения, ведется борьба с вредителями сельскохозяйственных культур, на вертолетах доставляются вахты на буровые и нефтедобывающие установки, вертолеты используются для геологической разведки, аэрофотосъемки, патрулирования и борьбы с лесными пожарами, а также для выполнения сложных монтажных работ.

Первыми советскими вертолетами, широко применявшимися в народном хозяйстве, были вертолеты Ми-1 и Ми-4, начало серийного производства соответственно 1950 и 1952 годы. На вертолетах Ми-1 и Ми-4 были установлены поршневые двигатели. На рубеже 50-60-х годов в гражданскую авиацию стали поступать вертолеты Ми-6, Ми-2, Ми-8. Летно-технические характеристики этих вертолетов по сравнению с Ми-1 и Ми-4 резко возросли: скорость возросла почти в 2 раза, а полезная нагрузка более чем в 4 раза, производительность, выраженная произведением полезной нагрузки на скорость, увеличилась в 8 раз. Это стало возможным благодаря совершенствованию конструкции и эксплуатационных качеств вертолета. Главная причина роста летно-технических характеристик вертолетов — применением на них газотурбинных двигателей (ГТД). В настоящее время газотурбинные двигатели применяются на большинстве отечественных и зарубежных вертолетов.

Газотурбинным двигателем называется двигатель, основными узлами которого являются: воздушный компрессор, камера сгорания и газовая турбина. На вертолетах нашли применение ГТД с двумя турбинами: турбина компрессора и свободная турбина. Турбина компрессора приводит во вращение компрессор, свободная турбина вырабатывает мощность необходимую для вращения несущего, рулевого винтов.

Огромный вклад в создание и развитие современной теории авиационных газотурбинных двигателей внес академик Б. С. Стечкин (1891—1968). В 1929 г. им была опубликована основополагающая работа «Теория воздушного реактивного двигателя», а последующие его работы явились развитием теории рабочего процесса и характеристик ГТД. Под руководством Б. С. Стечкина в ВВИА имени профессора Н. Е. Жуковского была создана научно-методическая школа и написаны общепризнанные фундаментальные учебники по теории авиационных газотурбинных двигателей.

Значительные заслуги в развитии теории газотурбинных двигателей принадлежат профессорам В. В. Уварову, И. И. Кулагину, Н. В. Иноземцеву, Т. М. Мелькумову, К. В. Холщевникову, С. М. Шляхтенко, А. В. Болгарскому, П. К. Казанджану, Ю. Н. Нечаеву, Р. М. Федорову и другим советским ученым.

К началу 30-х годов 20-го столетия учеными и изобретателями было предложено множество схем газотурбинных двигателей, была разработана теория их работы. Это стимулировало проведение исследований по практическому созданию авиационных газотурбинных двигателей.

Широкое применение ГТД в авиации стало возможным лишь с конца 40-х годов 20-го столетия (после окончания второй мировой войны), чему способствовали достижения теории и конструкции двигателей, а также достаточно высокий уровень авиационной металлургии и технологии. Первые ГТД устанавливались на самолеты. Это позволило значительно увеличить их скорость полета, дальность, полезную нагрузку.

Для всего последующего этапа развития авиационных ГТД характерной особенностью является улучшение их тяговых (мощностных) характеристик и экономичности. Это достигалось за счет комплексного совершенствования газодинамической схемы двигателей и параметров рабочего процесса, выразившегося в повышении уровней давления и температуры рабочего тела в двигателях. Следует отметить, что постоянное улучшение основных данных авиационных двигателей привело к значительной интенсификации всех процессов, протекающих в них, и к значительному усложнению конструкции. В свою очередь усложнение конструкции, широкое применение дорогостоящих конструкционных материалов (жаростойких и титановых сплавов), а также установка на двигатель большого числа систем, обеспечивающих его устойчивую работу и управление, привели к сильному увеличению стоимости двигателей. Все это выдвинуло в число первостепенных задач обеспечение надежности двигателей, существенно повысило требования к качеству технического обслуживания и

эксплуатации авиационных двигателей.

Большой вклад в развитие авиадвигателестроения и создание высокоэффективных авиационных двигателей внесли коллективы отечественных конструкторских бюро, руководимые в разное время выдающимися учеными и конструкторами А.М. Люлька, В.Я.Климовым, А. А. Микулиным, В. А. Добрыниным, С. К. Туманским, Н. Д. Кузнецовым, А. Г. Ивченко и другими.

Особенно необходимо выделить конструкторов внесших большой вклад в создание вертолетных ГТД:

- Соловьев П.А. Под его руководством в 1959г был разработан двигатель Д-25В (вертолет Ми-6);
- Изотов С.П. Под его руководством были разработаны двигатели:
 - ГТД-350 в 1964г (вертолет Ми-2);
 - ТВ2-117 в 1965г (вертолет Ми-8Т);
 - ТВ3-117 в 1972г (вертолет Ми-8МТВ).
- Лотарев В.А. Под его руководством в 1982г был разработан самый мощный в мире вертолетный двигатель Д-136 (вертолет Ми-26).

1.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АВИАЦИОННЫХ ГТД, ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Как было сказано выше, газотурбинным двигателем называется двигатель, основными узлами которого являются: воздушный компрессор, камера сгорания и газовая турбина. ГТД является тепловой машиной, в которой химическая энергия топлива преобразуется или в кинетическую энергию газа, вытекающего из нее, в результате чего получается сила реакции (сила тяги), или в механическую работу на валу, которая используется для вращения воздушного винта самолета или винтов вертолета. ГТД, использующие первый принцип получения силы тяги, называются двигателями прямой реакции, а ГТД, использующие второй принцип, — двигателями непрямой реакции.

В настоящее время на летательных аппаратах применяются следующие типы газотурбинных двигателей:

- турбореактивный двигатель (ТРД);
- турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания (ТРДФ);
- турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД);
- турбореактивный двухконтурный двигатель с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ);
- турбовинтовой двигатель (ТВД);
- турбовинтовентиляторный двигатель (ТВВД);
- турбовальный двигатель (ТВаД).

ТРД, ТРДФ, ТРДД, ТРДДФ являются двигателями прямой реакции, ТВД, ТВВД, ТВаД — двигателями непрямой реакции.

На рис. 1.1 показаны области применения различных типов ГТД по скорости и высоте полета

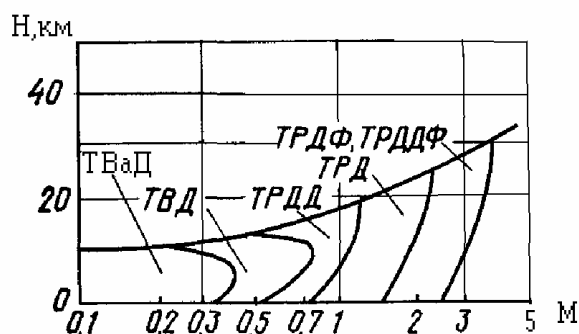


Рис. 1.1. Области применения газотурбинных двигателей по скорости и высоте полета:

$$M = \frac{V}{a}; \text{ где: } V — \text{ скорость полета; } a — \text{ скорость звука; } H — \text{ высота полета}$$

Летно-технические характеристики конкретных летательных аппаратов могут отличаться от приведенных на рисунке 1. Это может объясняться особенностями аэродинамической компоновки ЛА, характеристиками материалов, из которых изготовлен планер, назначением ЛА, КПД воздушных винтов и др.

1.2.1. ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ (ТРД)

Основными узлами ТРД (рис.1.2.) являются: входное устройство (воздухозаборник), компрессор, камера сгорания, газовая турбина и выходное устройство (реактивное сопло).

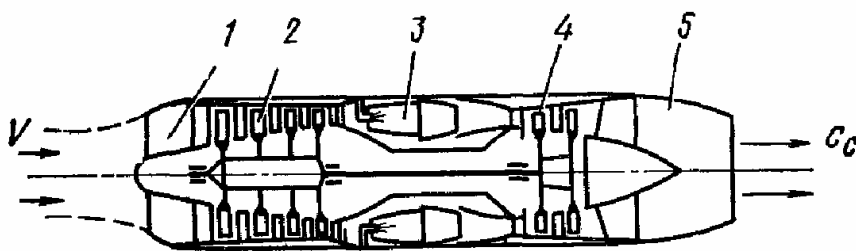


Рис.1.2. Схема ТРД:

1 — входное устройство (воздухозаборник); 2 — компрессор; 3 — камера сгорания; 4 — газовая турбина; 5 — выходное устройство (реактивное сопло)

При работе двигателя воздух забирается из атмосферы и поступает со скоростью V во входное устройство и затем в компрессор двигателя. Ротор компрессора приводится во вращение от газовой турбины. Давление воздуха в компрессоре повышается в 4—15 и более раз. Из компрессора воздух поступает в камеру сгорания, где осуществляется горение топлива, в результате температура газа значительно возрастает. В настоящее время уровень температуры газов на входе в турбину ТРД достигает 1600 К.

В турбине часть потенциальной энергии газов (внутренней энергии и энергии давления) преобразуется в механическую работу, которая используется для привода компрессора, вспомогательных агрегатов и преодоления трения в подшипниках.

Давление газов в турбине понижается, понижается также и температура газов. Но величина давления и температуры газов на входе в реактивное сопло выше атмосферного. Поэтому газ в сопле движется с ускорением и скорость его истечения C_c значительно больше, чем скорость полета V . В результате такого изменения в двигателе количества движения рабочего тела и возникает сила тяги.

Турбореактивные двигатели были первыми ГТД, которые устанавливались на летательные аппараты. Это объясняется их относительной конструктивной простотой по сравнению с ГДД других типов, а значит, легкостью изготовления в серийном производстве. К двигателям такого типа относятся:

- РД-3М-500 (1952г) устанавливался на самолете Ту-104 (СССР);
- «Эвон Mk.531» (1955г.) устанавливался на самолете «Каравелла» (Франция);
- «Pratt & Whitney JT3D» (1958г) устанавливался на самолете Boeing-707 (США).

Как видим, все выше перечисленные самолеты поступили в эксплуатацию в 50-е годы прошлого столетия. В настоящее время ТРД не находят широкого применения на самолетах гражданской авиации. Их главные недостатки — небольшая величина силы тяги и низкая экономичность (большой расход топлива).

1.2.2. ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С ФОРСАЖНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ (ТРДФ)

Турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания (ТРДФ) отличается от ТРД наличием дополнительной форсажной камеры сгорания (ФКС) между турбиной и соплом двигателя (рис.1.3).

При необходимости увеличить тягу двигателя в ФКС через форсунки подается дополнительное количество топлива. При сгорании топлива в ФКС происходит дополнительное увеличение температуры газа, его объема и, следовательно, возрастает скорость истечения газа из сопла (C_c) и тяга двигателя.

Горение топлива в ФКС возможно потому, что в основной камере сгорания «выгорает» только 30—40% кислорода, содержащегося в воздухе.

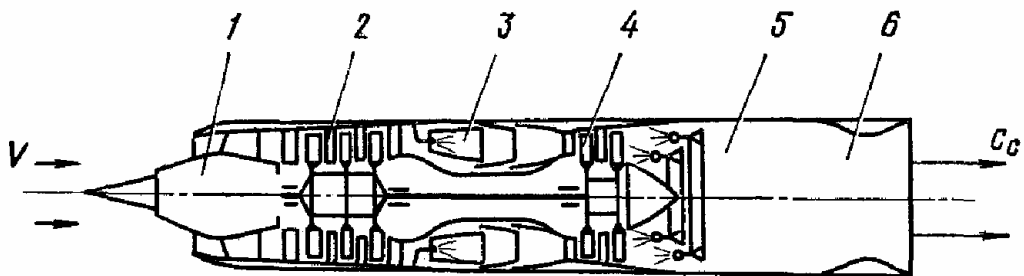


Рис. 1.3. Схема ТРДФ:

1— входное устройство (воздухозаборник); 2— компрессор; 3— основная камера сгорания; 4— газовая турбина; 5— форсажная камера сгорания; 6— выходное устройство (реактивное сопло)

Турбореактивный двигатель с форсажной камерой сгорания «Олимп-593» устанавливался на сверхзвуковом пассажирском самолете «Конкорд» (1969г) (Великобритания-Франция). Топливо в ФКС двигателя «Олимп 593» подавалось только при взлете и разгоне самолета до сверхзвуковых скоростей. На крейсерском режиме полета двигатель работал как ТРД.

Широкого применения ТРДФ на самолетах гражданской авиации не получил. Его главный недостаток — низкая экономичность.

1.2.3. ТУРБОРЕАКТИВНЫЙ ДВУХКОНТУРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ (ТРДД)

Турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД) в отличие от ТРД имеет два контура (две кольцевые проточные части): внешний и внутренний (рис.1.4). Одна часть воздушного потока, проходящего через воздухозаборник, попадает во внутренний контур и, как в ТРД, проходит через компрессор внутреннего контура, камеру сгорания, турбину и сопло внутреннего контура. Другая часть потока после сжатия в вентиляторе наружного контура направляется в сопло наружного контура, минуя камеру сгорания и турбину. Прокачка воздуха и сжатие его в наружном контуре производится за счет затраты некоторой части мощности турбины внутреннего контура. Таким образом, наружный контур служит лишь для разгона поступающего в него воздушного потока, который не участвует в термодинамическом цикле внутреннего контура двигателя.

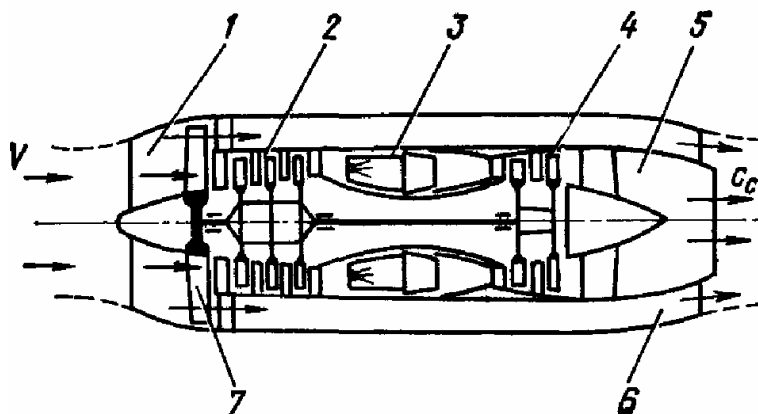


Рис. 1.4. Схема ТРДД:

1— входное устройство (воздухозаборник); 2— компрессор; 3— камера сгорания; 4— газовая турбина; 5— сопло внутреннего контура; 6— сопло наружного контура; 7— вентилятор

В настоящее время предложено и построено много конструкций ТРДД, отличающихся схемой компрессора и организацией выхода газов из двигателя.

Если сравнить ТРД с ТРДД, у которого внутренний контур по параметрам рабочего процесса одинаковый со сравниваемым ТРД, то скорость истечения газов из внутреннего контура ТРДД будет меньше, чем у ТРД, вследствие отбора турбиной у внутреннего потока в ТРДД большего количества энергии. Однако в ТРДД за счет передачи этого избыточного количества энергии в наружный контур

через последний прокачивается большое количество воздуха и в результате тяга ТРДД получается больше, а экономичность лучше, чем у ТРД.

ТРДД нашли широкое применение в гражданской авиации. Большинство современных самолетов оснащены двигателями этого типа. Например:

- двигатель Д-36 устанавливается на самолетах Як-42, Ан-74;
- двигатель Д-18 устанавливается на самолетах Ан-124, Ан-225;
- двигатель ПС-90 устанавливается на самолетах Ту-204, Ил-96-300, Ил-76МФ;
- двигатель НК-8 устанавливается на самолетах Ил-62, Ту-154.

А также многие другие двигатели и их модификации. Всего на самолетах гражданской авиации России применяются более 12 разновидностей ТРДД. Широко применяются ТРДД и на самолетах иностранных авиакомпаний.

1.2.4. ТУРБОРЕАКТИВНЫЕ ДВУХКОНТУРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ФОРСАЖНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ (ТРДДФ)

Турбореактивные двухконтурные двигатели с форсажной камерой сгорания (ТРДДФ) отличается от ТРДД наличием дополнительной форсажной камеры сгорания (ФКС) между турбиной и соплом двигателя (рис.1.5). Применяются на сверхзвуковых летательных аппаратах, обеспечивая кратковременное получение больших сверхзвуковых скоростей полета и меньший (по сравнению с ТРДФ) расход топлива при полетах с умеренными скоростями на нефорсированных режимах.

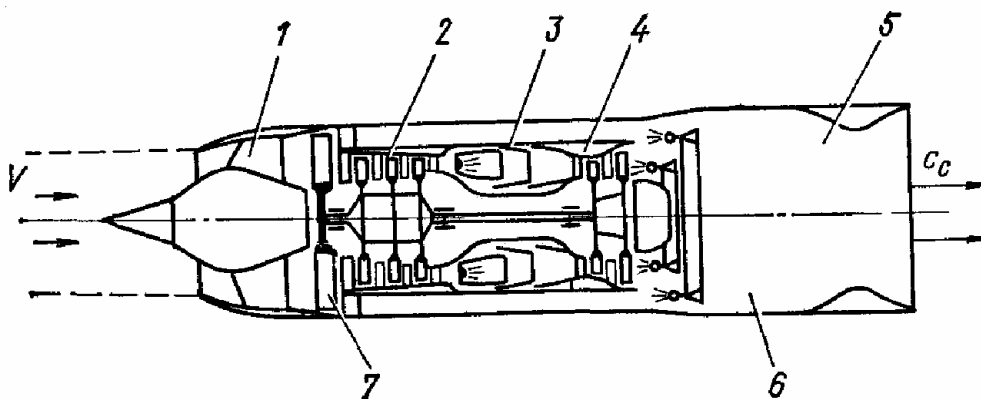


Рис. 1.5. Схема ТРДДФ:

1— входное устройство (воздухозаборник); 2— компрессор; 3— основная камера сгорания; 4— газовая турбина; 5— форсажная камера сгорания; 6— выходное устройство (реактивное сопло); 7 — вентилятор

Широкого применения ТРДДФ на самолетах гражданской авиации не получил. Его главные недостатки — низкая экономичность при включенной ФКС и недостаточная тяга на сверхзвуковых скоростях полета при выключенной ФКС.

Как исключение, ТРДДФ НК-144 устанавливался на советском сверхзвуковом пассажирском самолете Ту-144 (1968г). Причем, топливо в ФКС подавалось в течение всего крейсерского режима полета. Это приводило к большому расходу топлива и, как следствие, к снижению дальности полета.

1.2.5. ТУРБОВИНТОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ (ТВД)

Турбовинтовой двигатель (ТВД) (рис.1.6) является двигателем не прямой реакции, т.е. сила тяги, в основном, создается воздушным винтом (рис.1.7), который приводится во вращение от ротора двигателя.

В результате реализации рабочего процесса в ТВД получается работа, большая часть которой сообщается тянущему воздушному винту и лишь небольшая ее часть приходится на кинетическую энергию уходящих из двигателя газов. В результате этого большая часть силы тяги ТВД (85—90%) создается воздушным винтом, а остальная часть—потоком газов, истекающих из двигателя.

В отличие от ТРД в ТВД расширение газов почти полностью происходит в турбине (давление газов за турбиной ТВД меньше, чем в ТРД), а ее мощность расходуется на вращение компрессора, агрегатов и

воздушного винта. Давление газов за турбиной близко к атмосферному и поэтому вместо реактивного сопла у ТВД устанавливается выхлопной патрубок, который служит в основном для отвода газов в атмосферу.

Для повышения КПД воздушного винта он должен вращаться с угловой скоростью значительно меньшей, чем ротор двигателя. Поэтому привод винта в ТВД осуществляется через редуктор.

Благодаря применению воздушного винта при одинаковом расходе воздуха через двигатели и топлива на режиме взлета тяга ТВД приблизительно в 3—5 раз выше тяги ТРД. Однако при прочих равных условиях ТВД вместе с воздушным винтом получается в 3—4 раза тяжелее ТРД и, кроме того, при больших дозвуковых скоростях полета тяга ТВД резко уменьшается, что вызвано снижением КПД воздушного винта. Несмотря на это, ТВД обеспечивают лучшие, чем ТРД, данные летательных аппаратов на средних дозвуковых скоростях.

ТВД получили широкое применение на самолетах гражданской авиации, они устанавливаются, преимущественно, на самолеты местных воздушных линий и на транспортные самолеты.

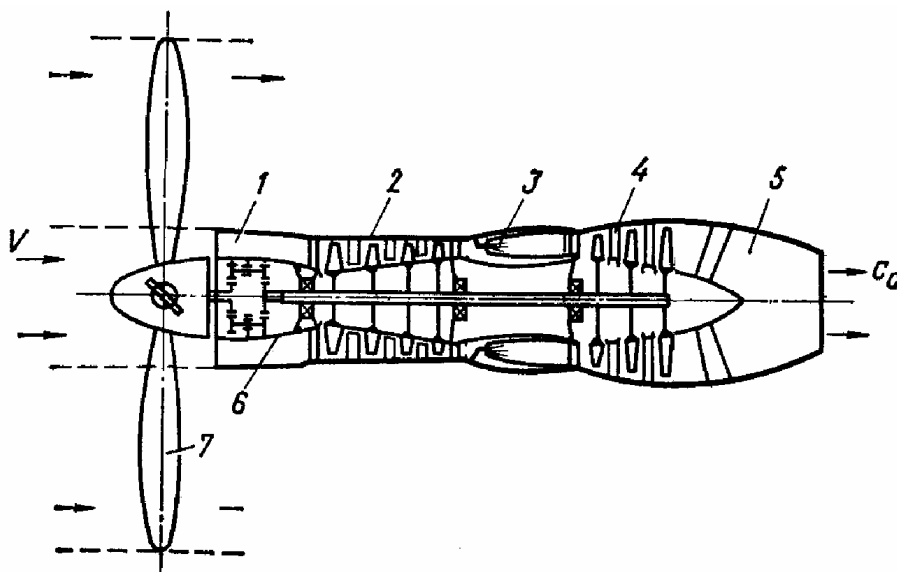


Рис. 1.6. Схема самолетного ТВД:

1— входное устройство; 2— компрессор; 3— камера сгорания; 4— газовая турбина;
5— выхлопное устройство; 6— редуктор; 7— воздушный винт

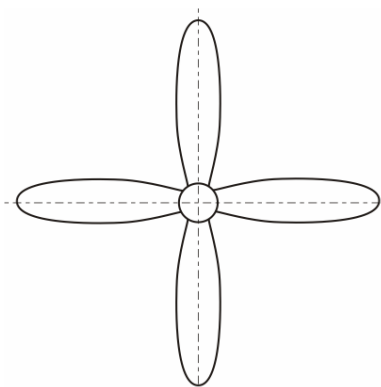


Рис. 1.7. Воздушный винт

Например:

- двигатель Аи-24 устанавливается на самолете Ан-24;
- двигатель Нк-12 устанавливается на самолете Ан-22;
- двигатель Аи-20 устанавливается на самолете Ан-12.

Широко применяются ТВД и на самолетах иностранных авиакомпаний.

1.2.6. ТУРБОВИНТОВЕНТИЛЯТОРНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ (ТВВД)

Турбовинтовентиляторный двигатель (ТВВД) — разновидность турбовинтового двигателя, в котором вместо обычного воздушного винта применён винтовентилятор (рис.1.8). На одном валу может быть несколько винтовентиляторов, расположенных друг за другом и вращающихся в одну сторону или в противоположные. Винтовентилятор имеет высокий КПД в области высоких дозвуковых скоростей полёта. Он соединён с валом турбины двигателя через редуктор. Применение ТВВД в гражданской авиации в связи с высоким значением его полётного КПД, что позволяет при больших дозвуковых скоростях полёта снизить удельный расход топлива на 15—20% по сравнению с ТРДД, имеющим одинаковый с ТВВД уровень технического совершенства. Применение винтовентилятора вместо винта позволяет снизить уровни шума и вибраций в салоне самолёта.

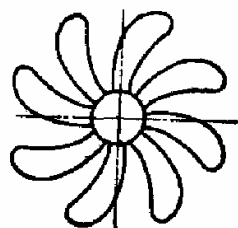


Рис. 1.8. Винтовентилятор

Работы по созданию ТВВД начались в 80-х гг. прошлого столетия. В настоящее время серийно изготавливается ТВВД Д-27, который устанавливается на самолет Ан-70.

1.2.7. ТУРБОВАЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ (ТВдД)

Турбовальный двигатель (ТВдД) является основным типом двигателя для вертолетов. Турбовальный двигатель со свободной турбиной (рис.1.9) имеет две механически не связанные турбины.* Одна турбина предназначена для привода компрессора, вторая — для привода винтов вертолета и других агрегатов. Такая схема двигателя обладает тем достоинством, что позволяет независимо изменять режимы работы турбокомпрессора и несущего винта вертолета. Передача мощности к винтам осуществляется через главный редуктор вертолета.

Турбовальные двигатели применяются почти на всех современных вертолетах: двигатель Д-25В (вертолет Ми-6), ГТД-350 (вертолет Ми-2), ТВ2-117 (вертолет Ми-8Т), ТВ3-117 (вертолет Ми-8МТВ), Д-136 (вертолет Ми-26).

Широко применяются ТВдД и на вертолетах иностранных авиакомпаний.

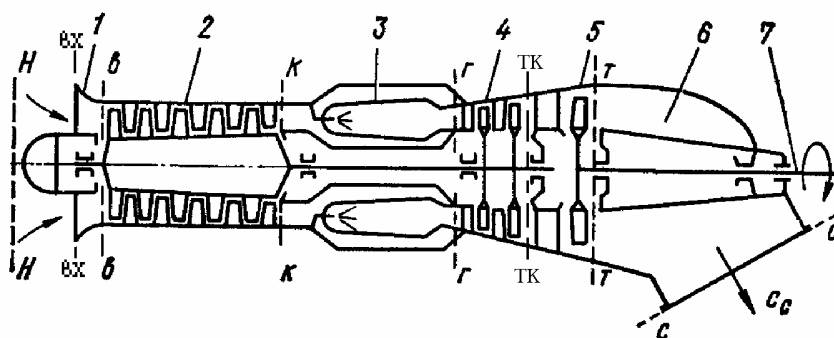


Рис. 1.9. Схема турбовального ГТД:

- 1— входное устройство; 2— компрессор; 3— камера сгорания; 4— турбина компрессора;
5— турбина винта (свободная турбина); 6— выходное устройство;
7 — вал отбора мощности

* Имеются газотурбинные двигатели со свободной турбиной, которые устанавливаются на самолеты. В этом случае мощность со свободной турбины передается на тянущий воздушный винт. Например, двигатели: ТВ7-117 (самолет Ил-114), М-601Е (самолет Л-410), ТВД-1500 (самолет Ан-38). Такие двигатели, как и другие, устанавливаемые на самолеты и вращающие воздушный винт, называются турбовинтовыми (ТВД).

На примере ТВаД рассмотрим характерные сечения газотурбинного двигателя:

— «Н» сечение невозмущенного потока, в этом сечении параметры воздуха соответствуют атмосферным;

— «Вх» сечение на входе во входное устройство двигателя;

— «В» сечение на входе в компрессор двигателя;

— «К» сечение на выходе из компрессора двигателя, вход в камеру сгорания;

— «Г» сечение на выходе камеры сгорания двигателя, вход в турбину;

— «ТК» сечение на выходе из турбины компрессора (перед свободной турбиной);

— «Т» сечение на выходе из турбин двигателя, вход в выходное устройство;

— «С» сечение на выходе из двигателя.

Буквы, обозначающие сечения двигателя, используются в качестве индекса при обозначении величин, характеризующих параметры газа. Например, C_C — скорость истечения газа на выходе из двигателя, P_K — давление газа за компрессором двигателя и т.д.

1.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И УРАВНЕНИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ И ГАЗОВОЙ ДИНАМИКИ

Как видно, в газотурбинных двигателях всех типов, тяга (мощность) образуется при прохождении газа через проточную часть двигателя. При этом изменяются параметры газа: давление, температура, скорость и др. Поэтому для понимания процессов, происходящих в двигателе, и природы возникновения тяги (мощности) необходимо использовать законы термодинамики и газовой динамики. Ниже будут кратко рассмотрены основные понятия и уравнения термодинамики и газовой динамики, применительно к процессам, происходящим в ТВаД.

1.3.1. УРАВНЕНИЕ СОСТОЯНИЯ ГАЗА

Это уравнение читается так: при любом состоянии данного идеального газа произведение его давления на удельный объем равно произведению газовой постоянной на абсолютную температуру. Или:

$$p \cdot v = R \cdot T; \quad (1)$$

где: p — давление газа;

v — удельный объем газа;

T — абсолютная температура газа;

R — газовая постоянная (для воздуха $R=29,27$ кг/кгс·град)

Иногда уравнение состояния газа записывается в виде:

$$\frac{p}{\rho} = R \cdot T; \quad (2)$$

где: $\rho = \frac{1}{v}$; — плотность газа.

Уравнение состояния газа было получено для неподвижного газа, имеющего постоянную массу. Поэтому величины p , v и T называются статическими параметрами газа. Однако этим уравнением можно пользоваться и при определении изменения параметров движущегося газа. Для этого необходимо выделить в потоке газа какой-либо его объем и следить за изменением его состоянием по мере продвижения газа по проточной части канала, при этом масса газа внутри выделенного объема должна оставаться неизменной.

Применяя уравнения состояния к ТВаД необходимо иметь в виду, что во всех узлах ТВаД, кроме камеры сгорания, удельный объем газа изменяется менее интенсивно, чем остальные параметры. Потому при повышении давления газа неизменно будет возрастать и его температура. В камере сгорания за счет значительного подвода тепла будет происходить рост удельного объема и температуры газа при незначительном изменении давления.

1.3.2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Как было сказано выше, состояние газа характеризуется определенными параметрами, причем эти параметры могут изменяться.

Если в процессе изменения параметров газа:

$v = \text{const}$ — процесс называется изохорическим;

$T = \text{const}$ — процесс называется изотермическим;

$p = \text{const}$ — процесс называется изобарический.

Если в процессе изменения параметров газа к нему не подводится и от него не отводится тепловая энергия, такой процесс называется адиабатический и для него выполняется условие:

$$p \cdot v^k = \text{const}; \quad (3)$$

где: k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$).

Произвольный термодинамический процесс называется политропическим и для него справедливо условие:

$$p \cdot v^n = \text{const}; \quad (4)$$

где: n — показатель политропы.

В ТВаД, если не учитывать потери тепла, можно считать, что во всех узлах, кроме камеры сгорания, имеет место адиабатический процесс. В реальности в компрессоре и турбине имеют место политропические процессы с показателем политропы:

- для компрессора 1,47...1,5;
- для турбины 1,27... 1,33.

В камере сгорания процесс максимально приближенный к изобарическому.

1.3.3. ЛИНИЯ ТОКА, ТРУБКА ТОКА, СТРУЙКА

В установившемся потоке газа каждая его частица движется по определенной траектории, которая представляет собой линию (рис.1.10). В каждой точке этой линии касательная к ней параллельна вектору скорости. Такая линия называется линией тока.

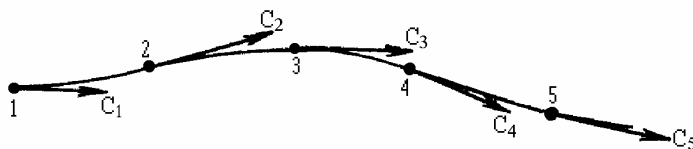


Рис. 1.10. Линия тока

Если выделить поперек потока маленькую площадку произвольного очертания и через все точки контура провести линии тока, то последние образуют некоторую цилиндрическую поверхность, называемую трубкой тока. Масса жидкости, заключенная в трубке тока, образует струйку (рис.1.11).

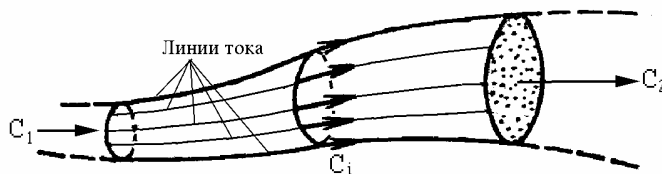


Рис. 1.11. Трубка тока, струйка

Таким образом можно сделать вывод, что струйка является элементарным потоком газа. Для струйки справедливо:

- скорость газа во всех точках одного поперечного сечения считается величиной постоянной;
- через границы струйки (через трубку тока) не происходит переноса массы газа.

Газ во внутренних объемах ГТД движется по каналам ограниченным твердыми стенками и имеющим сравнительно небольшую площадь поперечного сечения. Такой поток условно можно считать струйкой и распространять на него все закономерности, характерные для струйки.

1.3.4. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

Уравнение неразрывности устанавливает зависимость между площадью поперечного сечения струйки (F), скоростью газа (C) и его плотностью (ρ). Это уравнение можно сформулировать так: при установившемся движении газа произведение площади поперечного сечения струйки на скорость и плотность газа является величиной постоянной и одинаковой для всех сечений струйки.

Для доказательства этого выделим в потоке газа произвольную струйку (рис.1.12).

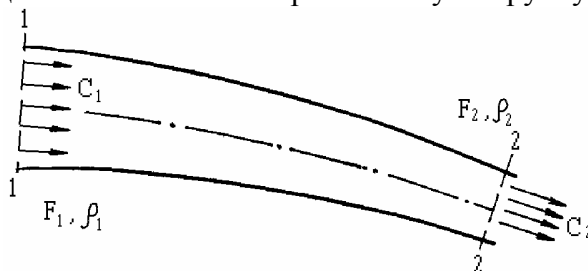


Рис. 1.12. К выводу уравнения неразрывности

Так как через границы струйки не происходит перетекания, то можно сказать, что в единицу времени через каждое сечение струйки пройдет одинаковая масса газа. Через сечение «1» в единицу времени пройдет масса газа:

$$m_1 = C_1 \cdot F_1 \cdot \rho_1 \cdot$$

Где: C_1 — скорость движения воздуха через сечение «1» струйки;

F_1 — площадь поперечного сечения струйки в сечении «1»;

ρ_1 — плотность воздуха в сечении «1».

Следовательно можно записать:

$$m_1 = m_2$$

или

$$C_1 \cdot F_1 \cdot \rho_1 = C_2 \cdot F_2 \cdot \rho_2 = \text{const.} \quad (5)$$

В ТВаД плотность газа изменяется в меньшей степени, чем остальные параметры. Поэтому условно можно принять $\rho = \text{const}$, и тогда уравнение (5) примет вид:

$$C_1 \cdot F_1 = C_2 \cdot F_2 = \text{const.} \quad (6)$$

Из уравнения (6) можно сделать вывод: чем меньше площадь канала, тем больше скорость течения газа.

1.3.5. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ

Уравнение Бернулли является следствием закона сохранения энергии газа в струйке тока, оно названо по имени академика Петербургской Академии наук Даниила Бернулли, сформулировавшего его в 1738 г.

Выделим в установившемся потоке газа произвольную струйку (рис.1.13). Пусть в сечении струйки «1» трубка тока имеет площадь F_1 , скорость движения C_1 , плотность газа в этом сечении ρ_1 , давление p_1 . Сечение «1» расположено на высоте h_1 относительно условного уровня. В сечении «2», расположенном на высоте h_2 , параметры соответственно равны C_2 , F_2 , ρ_2 , p_2 .

Через некоторый интервал времени Δt газ из сечения «1» переместится на расстояние $\Delta l_1 = C_1 \cdot \Delta t$, а из сечения «2» на расстояние $\Delta l_2 = C_2 \cdot \Delta t$. Согласно уравнению неразрывности через эти сечения за время Δt проходит одинаковая масса жидкости:

$$\Delta m = \Delta m_1 = \Delta m_2 = C_1 \cdot F_1 \cdot \rho_1 \cdot \Delta t = C_2 \cdot F_2 \cdot \rho_2 \cdot \Delta t. \quad (7)$$

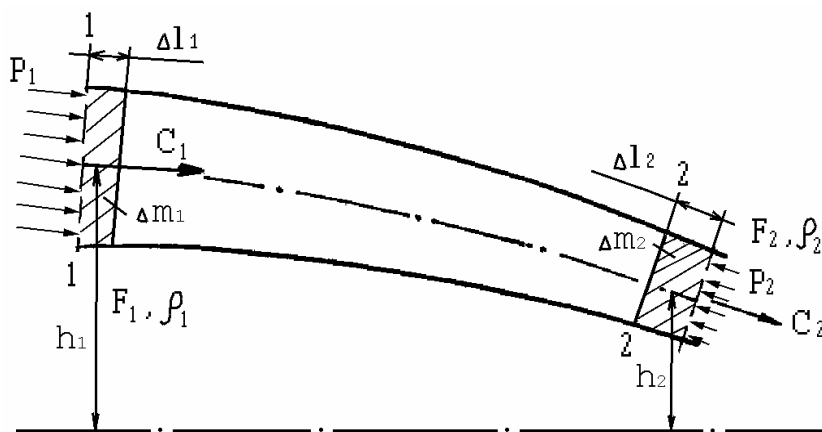


Рис. 1.13. К выводу уравнения Бернулли

Как было сказано ранее (см. п.1.3.3), через стенки струйки не происходит переноса энергии. Но на выделенный объем, заключенный между сечениями «1» и «2», оказывают влияние силы, обусловленные давлением газа p_1 и p_2 . С учетом этого можно сказать, что энергия газа в сечении «1» (E_1) будет отличаться от энергии в сечении «2» (E_2) на величину работы сил от давления газа. Работу этих сил можно определить по формулам:

$$A_{\text{дав.1}} = p_1 \cdot F_1 \cdot \Delta l_1 = p_1 \cdot F_1 \cdot C_1 \cdot \Delta t. \quad (8)$$

$$A_{\text{дав.2}} = p_2 \cdot F_2 \cdot \Delta l_2 = p_2 \cdot F_2 \cdot C_2 \cdot \Delta t. \quad (9)$$

С учетом сказанного можно записать:

$$E_1 + A_{\text{авт.1}} = E_2 + A_{\text{авт.2}}. \quad (10)$$

Энергия газа для струйки тока будет складываться из кинетической энергии, обусловленной движением газа, и потенциальной энергии, обусловленной изменением положения массы газа относительно условного уровня, т.е.: $E = E_{\text{кин.}} + E_{\text{пот.}}$ *. Кинетическую и потенциальную энергии газа можно определить по формулам:

$$E_{\text{кин.}} = \frac{\Delta m \cdot C^2}{2}. \quad (11)$$

$$E_{\text{пот.}} = \Delta m \cdot g \cdot h. \quad (12)$$

Тогда с учетом (7) — (12) можно записать:

$$\frac{\Delta m \cdot C_1^2}{2} + \Delta m \cdot g \cdot h_1 + p_1 \cdot F_1 \cdot \Delta l_1 = \frac{\Delta m \cdot C_2^2}{2} + \Delta m \cdot g \cdot h_2 + p_2 \cdot F_2 \cdot \Delta l_2. \quad (13)$$

Но величина $F \cdot \Delta l$ есть объем газа (ΔV), прошедшего через выделенные сечения за время Δt . Тогда:

$$\frac{\Delta m \cdot C_1^2}{2} + \Delta m \cdot g \cdot h_1 + p_1 \cdot \Delta V_1 = \frac{\Delta m \cdot C_2^2}{2} + \Delta m \cdot g \cdot h_2 + p_2 \cdot \Delta V_2.$$

Умножив обе части равенства на величину $\frac{\rho}{\Delta m}$ и принимая во внимание, что $\Delta m = \Delta V \cdot \rho$, получим:

$$\frac{\rho_1 \cdot C_1^2}{2} + \rho_1 \cdot g \cdot h_1 + p_1 = \frac{\rho_2 \cdot C_2^2}{2} + \rho_2 \cdot g \cdot h_2 + p_2. \quad (14)$$

Или:

$$\frac{\rho \cdot C^2}{2} + \rho \cdot g \cdot h + p = \text{Const}. \quad (15)$$

Это уравнение и получило наименование «уравнение Бернулли». В таком виде оно без ограничений применимо для жидкостей и с минимальными погрешностями может использоваться для газов, движущихся с небольшими скоростями.

Применительно к ТВаД уравнение (15) можно упростить. Т.к. газ в двигателе движется по горизонтально расположенному каналу небольшой протяженности и плотность газа на входе в двигатель незначительно отличается от плотности на выходе, можно допустить, что $\rho \cdot g \cdot h = \text{const}$. Тогда формула (15) примет вид:

$$\frac{\rho \cdot C^2}{2} + p = \text{Const}. \quad (16)$$

В формуле (16) величина $\frac{\rho \cdot C^2}{2}$ называется динамическим давлением, т.е. давлением, обусловленным скоростным напором, p — как было сказано в п.1.3.2., статическое давление.

Из формулы (16) можно сделать вывод, что при движении газа по каналам при росте скорости потока будет происходить падение давления газа и наоборот.

*Для сравнительно небольших скоростей потока, которые имеют место в ТВаД, изменением внутренней энергии газа можно пренебречь.

1.3.6. ПАРАМЕТРЫ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОТОКА

Для решения практических задач с помощью выше приведенных формул, должны быть известны статические параметры состояния газа. Для того чтобы измерить эти параметры в движущемся газе, датчики приборов должны, двигаться со скоростью, равной скорости потока. Такой способ измерения параметров весьма затруднителен.

В реальном двигателе датчики давления и температуры газа закреплены неподвижно в канале и находятся под действием скоростного напора Движущийся газ, сталкиваясь с неподвижным датчиком прибора, затормаживается, что приводит к завышенным показаниям термометров и манометров.

В связи с этим возникла необходимость, введения новых параметров, так называемых параметров заторможенного потока.

Параметрами заторможенного потока называются параметры газа после его адиабатического торможения до нулевой скорости.

Параметры заторможенного потока часто называют полными параметрами газа и обозначают теми же буквами, что и статические, но со звездочкой сверху (например, p^* , T^* и т. д.). Очевидно, что $C^*=0$

Параметры заторможенного потока измерить практически значительно легче. Для определения всех параметров потока следует установить зависимость между параметрами заторможенного потока и статическими параметрами.

Величину полного давления можно определить из уравнения Бернулли. Если в формуле (16) принять $C=0$, т.е. затормозить поток до нулевой скорости, то получим:

$$\frac{\rho \cdot C^2}{2} + p = p^*. \quad (17)$$

Т.е., можно сказать, что полное давление газа есть сумма статического (p) и динамического ($\frac{\rho \cdot C^2}{2}$) давлений.

Однако формулой (17) в инженерных расчетах пользоваться неудобно, кроме того, эта формула для больших скоростей газа дает существенные погрешности. Поэтому для практического использования в термодинамических расчетах применяются другие формулы:

$$T^* = T(1 + 0,2M^2); \quad (18)$$

$$p^* = p(1 + 0,2M^2)^{3,5}; \quad (19)$$

$$\rho^* = \rho(1 + 0,2M^2)^{2,5}; \quad (20)$$

Где T^* , p^* , ρ^* — температура, давление и плотность заторможенного потока;

M — число Маха, равное отношению скорости газа к местной скорости звука ($M=C/a$).

Используя формулы (18) — (20) можно, зная статические параметры газа и скорость его движения, рассчитать полные параметры и наоборот. Из этих формул видно, что параметры заторможенного потока будут численно всегда больше статических.

1.3.7. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ В КАНАЛЕ*

Используя ранее полученные выводы, рассмотрим, как будут изменяться параметры газа при его движении в сужающемся расширяющемся каналах. Такие каналы называются соответственно конфузур и диффузор (рис.1.14).

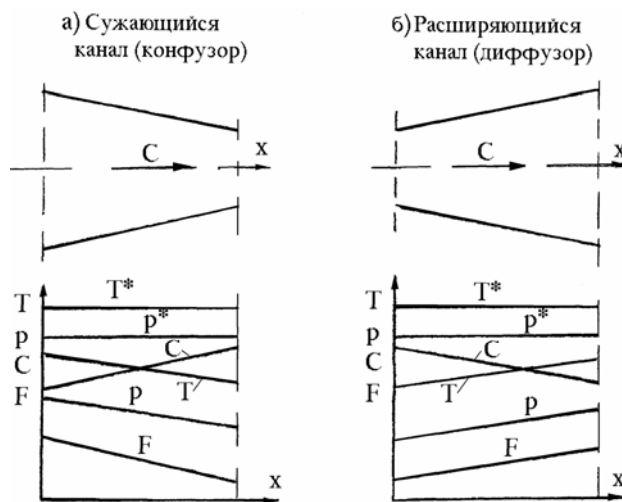


Рис. 1.14. Изменение параметров газа при его движении в сужающемся (а) и расширяющемся (б) каналах

При движении газа в сужающемся канале ($F \downarrow$) согласно уравнению неразрывности (п.1.3.4) происходит рост скорости течения газа ($C \uparrow$). Так как скорость возрастает, то согласно уравнению Бернулли (п.1.3.5), статическое давление газа снижается ($p \downarrow$). При снижении статического давления, согласно уравнения состояния (п.1.3.1), происходит снижение статической температуры газа ($T \downarrow$).

* Приведенные выводы справедливы только для газа, движущегося с дозвуковой скоростью.

При движении газа в расширяющемся канале все параметры по тем же причинам изменяются, но их изменение противоположно по знаку, т.е. $C \downarrow$, $p \uparrow$, $T \uparrow$.

Параметры заторможенного потока при движении газа в каналах в случае отсутствия потерь энергии остаются постоянными. Это объясняется тем, что изменение статической и динамической составляющей параметра противоположны по знаку (см. формулы 18—20) и уменьшение одной величины компенсируется ростом второй и наоборот. В реальных каналах из-за неизбежности потерь происходит некоторое снижение величин T^* , p^* .

1.3.8. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Выше было рассмотрено движение газа в изолированном канале, т.е. при течении газа в канале к нему не добавлялась энергия и от газа энергия не отбиралась. Рассмотрим неизолированный канал (рис. 1.15). В таком канале к газу подводится тепловая энергия (Q) и подводится либо отводится механическая работа (L_M).

Подвод тепловой энергии осуществляется сжиганием топлива. Подвод либо отвод механической работы осуществляется при помощи лопаточной машины, установленной в канале движения газа. Конструктивно лопаточная машина может быть выполнена, как вал, вращающийся на опорах (подшипниках) и закрепленных на валу радиально расположенных профилированных лопаток. Если лопаточная машина вращается от набегающего потока и с вала мощность снимается для привода какого либо другого механизма, то механическая работа от движущегося газа отбирается. Если вал лопаточной машины раскручивается от постороннего источника энергии и профилированные лопатки, вращаясь, отдают свою энергию газу, то механическая работа к газу подводится.

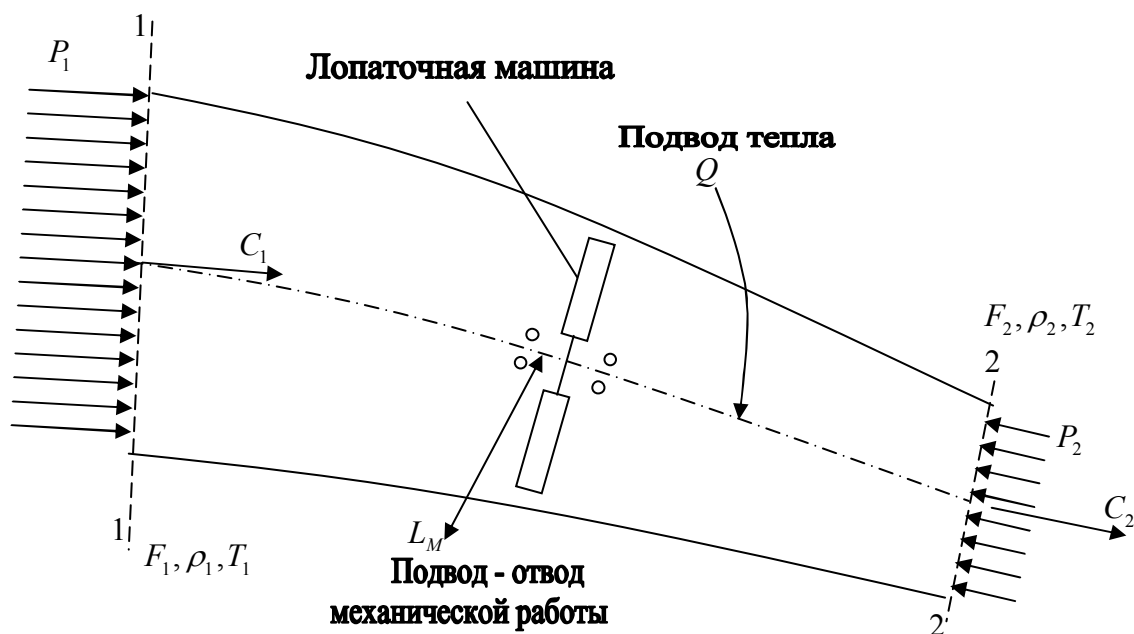


Рис. 1.15. К выводу уравнения сохранения энергии

Тогда, с учетом закона сохранения энергии, можно сказать, что энергия газа на входе в канал (E_1) отличается от энергии на выходе из канала (E_2) на величину подведенной к газу или отведенной от газа энергии при его движении по каналу (от сечения 1 до сечения 2). Это выражение, с учетом формулы (10), может быть записано в виде уравнения:

$$E_1 + A_{\text{давл.1}} + Q \pm L_M = E_2 + A_{\text{давл.2}} \quad (23)$$

Уравнение (23) и получило наименование «уравнения сохранения энергии». Применяя формулы (8,9,11,12,13,14), уравнение сохранения энергии может быть преобразовано и тогда для каждого узла двигателя можно будет сделать выводы о преобразовании одного вида энергии в другой.

Выполним эти преобразования.

С учетом уравнения (11), можно записать:

$$E_{кин.1} + E_{пот.1} + E_{внутр.1} + A_{давл.1} + Q \pm L_M = E_{кин.2} + E_{пот.2} + E_{внутр.2} + A_{давл.2} \dots (24)$$

В приведенном виде уравнением (24) пользоваться неудобно, т.к. величина энергии газа зависит от его массы и, следовательно, в расчетах необходимо учитывать массу газа, прошедшую через двигатель. В теории ГТД рассматривают не полную энергию газа, а энергию, отнесенную к единице массы газа. Поэтому преобразуем последнее выражение с помощью формул (8,9,12,13,14), при этом будем рассматривать это уравнение применительно к единице массы газа (т.е. $\Delta m=1$). Тогда формулы составных частей энергии газа примут вид:

$$E_{кин.} = \frac{C^2}{2} \quad (25)$$

$$E_{пот.} = g \cdot h. \quad (26)$$

$$E_{внутр.} = C_v \cdot T \quad (27)$$

Формула по расчету работы сил давления, отнесенной к единице массы тела газа (см. п.25) примет вид:

$$A_{давл.} = \frac{p \cdot \Delta V}{\Delta m} = p \cdot \nu, \quad (28)$$

Где ν - удельный объем газа.

Применим допущения, которые были приняты при выводе уравнения Бернулли, (т.е. $h_1=h_2$ и, следовательно $E_{пот.1} = E_{пот.2}$). С учетом последнего допущения и формул (24 - 28) можно записать:

$$\frac{C_1^2}{2} + p_1 \cdot \nu_1 + C_v \cdot T_1 + Q \pm L_M = \frac{C_2^2}{2} + p_2 \cdot \nu_2 + C_v \cdot T_2.$$

Величина $i = p \cdot \nu + C_v \cdot T$ является суммой энергии давления и внутренней энергии газа. Она характеризует суммарное внутреннее энергосодержание газа и называется энтальпией. С учетом этого можно записать:

$$\frac{C_1^2}{2} + i_1 + Q \pm L_M = \frac{C_2^2}{2} + i_2 \quad (29)$$

Это уравнение и будем впредь использовать для анализа преобразования одного вида энергии в другой применительно к узлам ГТД.

1.3.9. УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА*

Уравнение, полученное членом Российской Академии наук, Леонардом Эйлером (1707—1783), позволяет определить силу «Р», с которой движущийся газ действует на стенки каналов и другие поверхности, ограничивающие его объем. Уравнение Эйлера является следствием второго и третьего законов Ньютона применительно к движущимся газам.

Для вывода уравнения Эйлера возьмем произвольную струйку тока и ограничим рассматриваемый нами объем воздуха сечениями «1» и «2» (рис.1.16).

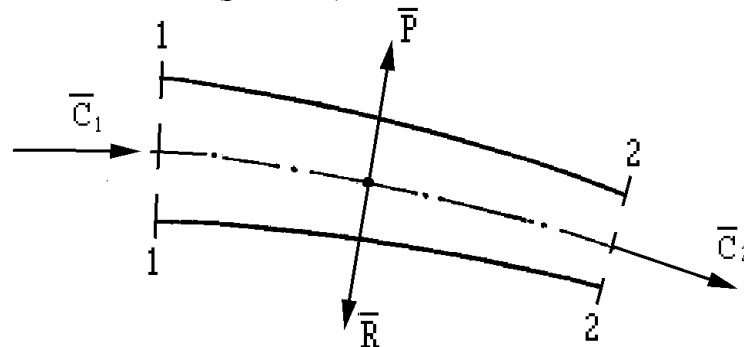


Рис. 1.16. К выводу уравнения Эйлера

Газ в сечении «1» имеет скорость C_1 и в сечении «2» — C_2 . Векторы скоростей C_1 и C_2 не равны по модулю и не параллельны. Следовательно, газ, проходя по струйке тока, движется с ускорением.

Согласно второму закону на любое материальное тело массой « m », движущееся с ускорением « a » должна действовать сила « R », которая определяется по формуле:

$$\bar{R} = m \cdot \bar{a}. \quad (21)$$

Учитывая, что $\bar{a} = \frac{\bar{C}_1 - \bar{C}_2}{\Delta t}$

где Δt — время, за которое газ пройдет от сечения «1» до сечения «2»
можно записать:

$$\bar{R} = \frac{m}{\Delta t} \cdot (\bar{C}_1 - \bar{C}_2). \quad (22)$$

Но величина $\frac{m}{\Delta t}$ есть масса газа, проходящего через произвольное сечение трубки тока в единицу времени. Эта величина называется расходом газа $G = \frac{m}{\Delta t}$. Тогда формула (22) примет вид:

$$\bar{R} = G \cdot (\bar{C}_1 - \bar{C}_2). \quad (23)$$

Из третьего закона Ньютона следует, что сила действия равна по величине и противоположна по направлению силе противодействия. Откуда: $\bar{R} = -\bar{P}$, следовательно:

$$\bar{P} = G \cdot (\bar{C}_2 - \bar{C}_1). \quad (24)$$

Формула (24) получила наименование уравнения Эйлера. Из анализа уравнения Эйлера можно сказать, что сила, с которой движущейся газ действует на стенки каналов и другие поверхности, ограничивающие его объем, равна произведению расхода газа на векторную разность скоростей в сечениях на выходе и входе.

* В данном пособии приведено в упрощенном виде.

1.3.10. ПОЛИТРОПИЧЕСКАЯ РАБОТА ДВИЖУЩЕГОСЯ ГАЗА

Политропическая работа движущегося газа « $L_{пол}$ » представляет собой сумму политропической работы расширения (сжатия) « $L_{расш}$ » неподвижного газа и работы на проталкивание газа в канале « $L_{прот}$ ».

$$L_{пол} = L_{расш} + L_{прот}. \quad (25)$$

Для рассмотрения факторов, влияющих на величину политропической работы движущегося газа, выберем произвольную струйку тока, ограниченную сечениями «1» и «2» (рис.1.17). В сечении «1» площадь струйки F_1 , давление газа p_1 , скорость C_1 , в сечении «2» соответственно F_2 , p_2 , C_2 .

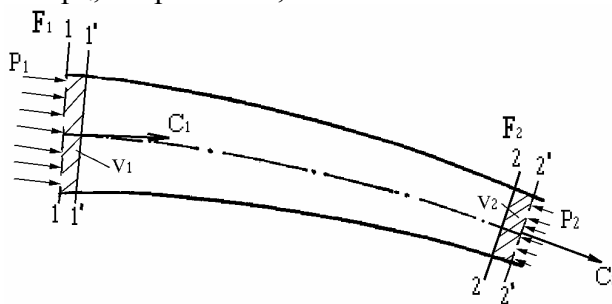


Рис. 1.17. К пояснению политропической работы движущегося газа

За произвольный интервал времени « t » газ переместится вдоль канала и займет положение, соответствующее сечениям 1' и 2'. Между этими сечениями будет заключен газ объемом соответственно V_1 и V_2 . В общем случае, эти объемы не равны между собой ($V_1 \neq V_2$), поэтому можно сказать, что газ перемещаясь из сечения «1» в сечение «2» расширяется (или сжимается).

В термодинамике, как правило, определяют политропическую работу движущегося газа, отнесенную к единице массы, поэтому в дальнейшем вместо абсолютного объема газа « V », будем рассматривать объем единицы массы газа, т.е. удельный объем « v ». Тогда работа расширения единицы массы неподвижного газа может быть определена по формуле:

$$L_{расш} = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv. \quad (26)$$

Проталкивание газа в канале осуществляется силами, обусловленными давлением газа. Давление газа в сечении «1» стремится увеличить скорость газа, давление в сечении «2» — снизить. Поэтому можно сказать, что работа проталкивания газа есть разность работ от сил давления газа в сечениях «1» и «2». С учетом формул (8) и (9) для единицы массы газа можно записать:

$$L_{прот} = A_{давл.1} - A_{давл.2} = p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2. \quad (27)$$

Тогда, с учетом (26) и (27) формула (25) примет вид:

$$L_{пол} = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv + p_1 \cdot v_1 - p_2 \cdot v_2. \quad (28)$$

Преобразуем формулу (28), используя график зависимости $p=f(v)$ (рис.1.18). На графике видно, что газ при движении из сечения «1» к сечению «2» (на графике точки 1 и 2) изменяет свои параметры. В частности, давление уменьшается ($p \downarrow$), удельный объем увеличивается ($v \uparrow$). Т.е. на графике показан процесс расширения газа.

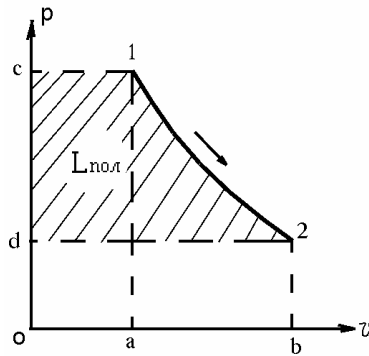


Рис. 1.18. Графическое изображение политропической работы движущегося газа

Работа расширения газа ($L_{расш}$) может быть определена по формуле (26). Исходя из свойств интеграла можно сделать вывод, что $L_{расш}$ эквивалентна площади фигуры «а-1-2-в» в p - v координатах. Из анализа формулы (27) можно сказать, что $A_{давл.1}$ эквивалентна площади фигуры «о-с-1-а» и $A_{давл.2}$ — «о-д-2-в». С учетом сказанного и формулы (28) а также с учетом расположения фигур на рис. 1.18 можно записать:

$$S_{dc12} = S_{a12b} + S_{oc1a} - S_{od2b}. \quad (29)$$

Где S — площадь соответствующей фигуры на рисунке 1.18.

Сопоставив формулы (28) и (29) можно сделать вывод, что политропическая работа движущегося газа эквивалентна площади слева от графика $p=f(v)$ (на рисунке 1.18 эта площадь заштрихована).

На рисунке 1.18 показан процесс расширения газа, в процессе которого газ отдает свою энергию ($L_{пол.расш} > 0$). Если будет происходить процесс сжатия, газ будет потреблять (аккумулировать) энергию. При этом политропическая работа сжатия движущегося газа будет также эквивалентна площади слева от графика $p=f(v)$, но величина этой работы отрицательна ($L_{пол.сжат} < 0$).

Предположим что, в процессе движения по замкнутому каналу газ циклически изменяет свои свойства, при этом имеет место, как процесс расширения, так и процесс сжатия. В этом случае политропическая работа циклически движущегося газа будет складываться из работы расширения и работы сжатия. Такая работа называется работой цикла и может быть определена по формуле:

$$L_{цикла} = L_{пол.расш.} - L_{пол.сжат.} \quad (30)$$

Пример графика циклического изменения параметров газа показан на рисунке 1.19, направление графика показано стрелками. Из рисунка видно, что на участке «сde» происходит расширение газа и на участке «efc» — сжатие. Применив выше приведенные рассуждения, запишем:

— $L_{пол.расш.}$ эквивалентна площади фигуры «abde»;

— $L_{пол.сжат.}$ эквивалентна площади фигуры «abcf»;

Учитывая формулу (30) и равенство: $S_{cdef} = S_{abde} - S_{abcf}$, можно сделать вывод, что работа цикла эквивалентна площади «cdef» (на рисунке заштрихована).

Так как любой термодинамический процесс можно представить, как совокупность процессов

расширения и сжатия газа, можно сделать общий вывод, что работа цикла во всех случаях эквивалентна площади внутри графика циклического изменения параметров газа в p - v координатах

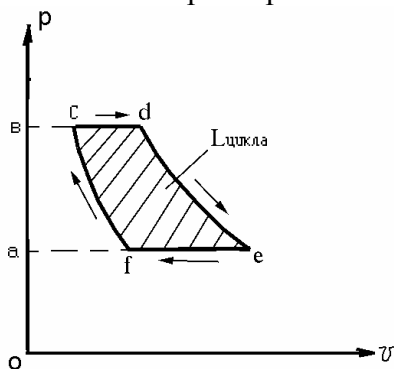


Рис. 1.19. График циклического изменения параметров газа (пример)

На рисунке 1.19 показан процесс, при котором $L_{\text{пол.расш.}}$ по абсолютной величине больше $L_{\text{пол.сжат.}}$. При таком процессе газ, циклически изменяя свои параметры, производит работу. Причем, чем больше разница между работами расширения и сжатия газа, тем больше работа цикла, тем больше работы производится газом. Если $L_{\text{пол.расш.}}$ по абсолютной величине будет меньше $L_{\text{пол.сжат.}}$ газ потребляет энергию.

Отличить эти два графика можно по направлению стрелок: если стрелки ориентированы по часовой стрелке, газ производит работу, против — потребляет.

1.3.11. ПОГРАНИЧНЫЙ СЛОЙ

Наблюдения показывают, что при обтекании твердого тела, газ, находящийся в непосредственном соприкосновении с поверхностью, находится в состоянии покоя. Частицы газа вследствие вязкости прилипают к поверхности, их скорость равна нулю (рис. 1.20). По мере удаления от поверхности тела по нормали к ней скорость газа возрастает до скорости основного потока (C_0).

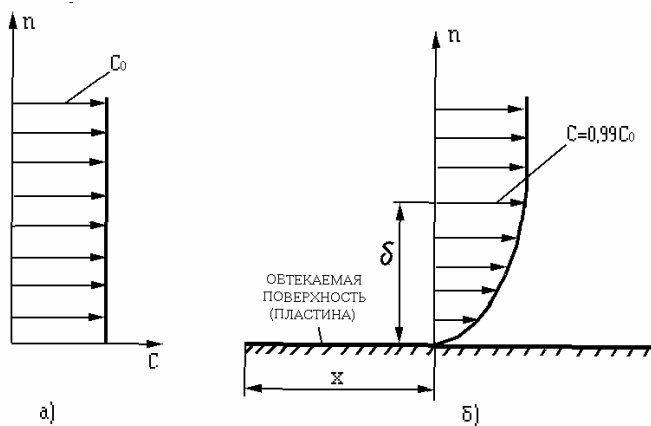


Рис. 1.20. К определению пограничного слоя:

- а) — распределение скорости газа в потоке перед обтекаемой поверхностью;*
- б) — распределение скорости газа по нормали (n) к обтекаемой поверхности (δ — толщина пограничного слоя)*

Область течения, в которой скорость частиц газа изменяется от нуля на поверхности до скорости потока, называется пограничным слоем. Четкой верхней границы пограничного слоя нет. Поэтому за нее принимают такую границу, на которой скорость частиц газа отличается от местной скорости потока не более чем на 1%.

Расстояние по нормали к поверхности твердого тела до верхней границы пограничного слоя называется толщиной пограничного слоя (δ). Толщина пограничного слоя зависит от скорости газа C_0 , его вязкости и от того, насколько удалена рассматриваемая нами точка от передней кромки обтекаемой поверхности (x). По мере удаления от передней кромки обтекаемой поверхности толщина пограничного

слоя растет.

Для потоков вязких газов характерны два качественно отличных друг от друга режима течения в пограничном слое: ламинарный (слоистый) и турбулентный (неупорядоченный).

Ламинарным называется пограничный слой, в котором не происходит перемешивание слоев между собой (рис. 1.20). Турбулентным называется пограничный слой, в котором наблюдается перемешивание слоев в поперечном направлении, движение частиц носит неупорядоченный характер. При обтекании поверхности (пластины) непосредственно за передней кромкой образуется ламинарный пограничный слой, который впоследствии переходит в турбулентный. Толщина турбулентного пограничного слоя несколько больше чем ламинарного.

В проточной части газотурбинного двигателя имеет место турбулентный пограничный слой.

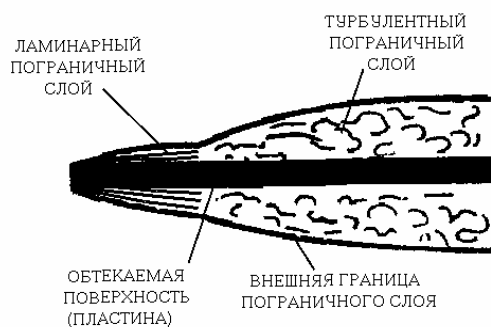


Рис. 1.21. Ламинарный и турбулентный пограничные слои

1.4. РАБОТА ТВaД

1.4.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТВaД СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ВЕРТОЛЕТОВ

Силовая установка современного вертолета состоит из двух турбовальных двигателей (ТВaД) и главного вертолетного редуктора, который суммирует мощности двигателей и обеспечивает привод несущего и хвостового винтов. Двигатели имеют противоположные направления выходных устройств и незначительные конструктивные особенности, обеспечивающие при необходимости их взаимозаменяемость. Применение в силовой установке двух двигателей повышает безопасность полета, так как при выключении одного из них второй обеспечивает продолжение полета или выполнение безопасной посадки.

Дальность и высота полета, скорость, экономичность и другие характеристики вертолета в значительной мере зависят от технических характеристик двигателей, входящих в состав его силовой установки. К числу основных требований, предъявляемых к вертолетным газотурбинным двигателям, относятся:

- надежность и долговечность, в течение заданного ресурса;
- высокая экономичность, определяемая расходом топлива;
- надежный запуск и хорошая приемистость;
- допустимый уровень вибрации и шума;
- малый вес и малые поперечные и продольные размеры;
- простота и удобство эксплуатации и технического обслуживания;
- малая стоимость изготовления и ремонта.

Полное выполнение всех этих требований практически невозможно, поэтому при проектировании и изготовлении двигателя обеспечивается выполнение наиболее важных из них. Обычно для каждого типа вертолета проектируются и изготавливаются конкретные типы двигателей. Из анализа существующих схем привода несущего винта вертолета видно, что на современном этапе развития двигателестроения наиболее полно удовлетворяет требованиям, предъявляемым к силовому приводу, газотурбинный двигатель со свободной турбиной.

1.4.2. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ ТВaД

Вертолетным газотурбинным двигателем называется газотурбинный двигатель, силовая (свободная) турбина которого развивает мощность, используемую для привода несущего винта. Принципиальная схема газотурбинного двигателя со свободной турбиной приведена на рис. 1.8. Основными узлами такого двигателя являются: входное устройство, компрессор, камера сгорания, турбина компрессора, силовая (свободная) турбина и выходное устройство. Основные системы: система приводов, маслосистема, топливная система, система регулирования и управления, Противообледенительная система, система запуска.

1.4.2.1. ВХОДНОЕ УСТРОЙСТВО

Входное устройство предназначено для подвода к двигателю необходимого количества воздуха из атмосферы с минимальными гидравлическими потерями. Конструктивно выполнено как сужающийся канал, являющийся составной частью капотов. При движении воздуха во входном устройстве, как в любом сужающемся канале, происходит увеличение скорости ($C \uparrow$), падение давления ($p \downarrow$), снижение температуры ($T \downarrow$). Изменение параметров газа по проточной части ТВaД ТВ2-117 приведено на рисунке 1.22, численное значение величин параметров газа в проточной части приведено в таблице 1.

1.4.2.2. КОМПРЕССОР

Компрессор предназначен для повышения давления воздуха. Компрессор конструктивно выполнен как лопаточная машина с вращающимся ротором. В компрессоре происходит повышение энергии воздуха ($p \uparrow$, $T \uparrow$) за счет подводимой к его ротору механической энергии. Скорость потока в компрессоре несколько снижается. В компрессоре реализуется термодинамический процесс, приближенный к адиабатному. У вертолетных ТВaД обычно применяется осевой компрессор, т.е. воздух в компрессоре движется вдоль оси двигателя.

1.4.2.3. КАМЕРА СГОРАНИЯ

Камера сгорания предназначена для подвода к воздуху тепла, в результате в камере сгорания происходит значительный рост температуры ($T \uparrow \uparrow$). При этом профиль проточной части камеры сгорания выбран таким, чтобы по мере продвижения газа происходило некоторое увеличение его скорости ($C_k < C_r$) и снижение его давления ($p_k > p_r$). Термодинамический процесс в камере сгорания близок к изобарическому.

1.4.2.4. ТУРБИНА КОМПРЕССОРА

Турбина компрессора предназначена для привода во вращение ротора компрессора. Конструктивно выполнена как лопаточная машина, ротор которой с помощью вала связан с ротором компрессора и вращается заодно с ним. В турбине внутренняя энергия газа преобразуется в механическую т.е. $T \downarrow$, $p \downarrow$ и за счет этого вырабатывается механическая энергия, передаваемая через вал к ротору компрессора и расходуемая на его вращение. В турбине реализуется политропический процесс с показателем политропы $1,47 \div 1,5$.

Часть двигателя, включающая в себя компрессор, камеру сгорания, турбину компрессора, называется турбокомпрессором или газогенератором

1.4.2.5. СВОБОДНАЯ ТУРБИНА

Свободная турбина предназначена для выработки мощности, необходимой для передачи к главному редуктору вертолета. Процессы, происходящие в свободной турбине аналогичны тем, которые происходят в турбине компрессора.

1.4.2.6. ВЫХОДНОЕ УСТРОЙСТВО

Выходное устройство двигателя (не регулируемое) представляет собой расширяющийся патрубок, обеспечивающий отвод отработанных газов в сторону от двигателя. В выходном устройстве двигателя ТВ2-117 газ, выходящий из свободной турбины активно смешивается с охлаждающим воздухом. В результате давление, температура и скорость газа снижаются.

1.4.3. ОСНОВНЫЕ СИСТЕМЫ ТВaД

1.4.3.1. СИСТЕМА ПРИВОДОВ

Система приводов предназначена для передачи мощности от роторов двигателя к главному редуктору вертолета и агрегатам. К главному редуктору вертолета подводится вся мощность со свободных турбин обоих двигателей. К агрегатам систем двигателей мощность отбирается от ротора турбокомпрессора.

1.4.3.2. МАСЛОСИСТЕМА

Маслосистема двигателя для смазки и охлаждения трущихся деталей двигателя, удаления продуктов износа. Маслосистема на двигателе ТВ2-117 выполнена циркуляционной. Основными агрегатами системы являются нагнетающие и откачивающие маслонасосы, фильтры, клапаны и др. Рабочей

жидкостью маслосистем является синтетическое масло Б-3В.

1.4.3.3. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Топливная система обеспечивает подачу топлива в камеру сгорания в соответствии с установленным режимом работы двигателя и условиями окружающей среды. Условно всю топливную систему можно разделить на четыре системы:

- систему низкого давления, обеспечивающую хранение необходимого запаса топлива на вертолете, очистку его от механических примесей и воды и подачу к насосу-регулятору, расположенному на двигателе. Обычно все элементы системы низкого давления расположены на вертолете;

- систему высокого давления, предназначенную для повышения давления топлива и подачи его в камеру сгорания. Агрегаты системы высокого давления обычно расположены на двигателе;

- пусковую топливную систему, обеспечивающую подачу пускового топлива при запуске двигателя;

- систему дренажа, обеспечивающую слив топлива из корпусов камеры сгорания и турбин двигателя после неудавшегося запуска, слив топлива из коллекторов рабочих форсунок после останова двигателя и капельный слив топлива и масла из уплотнений агрегатов, установленных на двигателе.

1.4.3.4. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Система регулирования и управления включает в себя ряд агрегатов, обеспечивающих регулирование температуры газа перед турбиной и частоты вращения вала двигателя путем дозирования подачи топлива в камеру сгорания. Система регулирования управляет также и другими устройствами, обеспечивая устойчивую работу компрессора, исключая рост параметров рабочего процесса двигателя сверх допустимой величины.

Управление двигателями вертолета осуществляется при помощи ручки «шаг—газ», рукоятки коррекции газа и рычага раздельного управления. Перемещение ручки «шаг—газ» вызывает изменение угла установки несущего винта и перенастройку насоса-регулятора на другую подачу топлива. При этом частота вращения свободной турбины и несущего винта на основных рабочих режимах автоматически поддерживается постоянной. Рукояткой коррекции можно изменить режим работы двигателей, не изменяя угла установки лопастей несущего винта. Для опробования двигателей и в случае отказа одного из них предусмотрено их раздельное управление.

1.4.3.5. ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

Противообледенительная система обеспечивает обогрев конструкции передней части двигателя и воздухозаборника горячим воздухом, отбираемым из компрессора.

1.4.3.6. СИСТЕМА ЗАПУСКА

Система запуска обеспечивает автоматический запуск двигателя и включает стартер-генератор, пусковую панель, аккумуляторные батареи (турбогенераторную установку), аэродромную розетку, переключающие контакторы и блокировочные реле. Запуск двигателя может осуществляться как от аэродромных источников питания, так и от бортовых аккумуляторных батарей.

1.4.4. ПРИНЦИП РАБОТЫ ТВаД

Вертолетный газотурбинный двигатель представляет собой тепловую машину, в которой химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию и затем тепловая энергия турбинами превращается в механическую работу. 2/3 этой работы затрачивается на привод компрессора и 1/3 часть—на привод несущего и рулевого винтов. Превращение тепловой энергии в механическую при работе двигателя осуществляется в результате процессов сжатия и расширения рабочего тела—воздуха, а затем газа при движении его по проточной части.

Графики изменения основных параметров газа приведены на рис. 1.22.

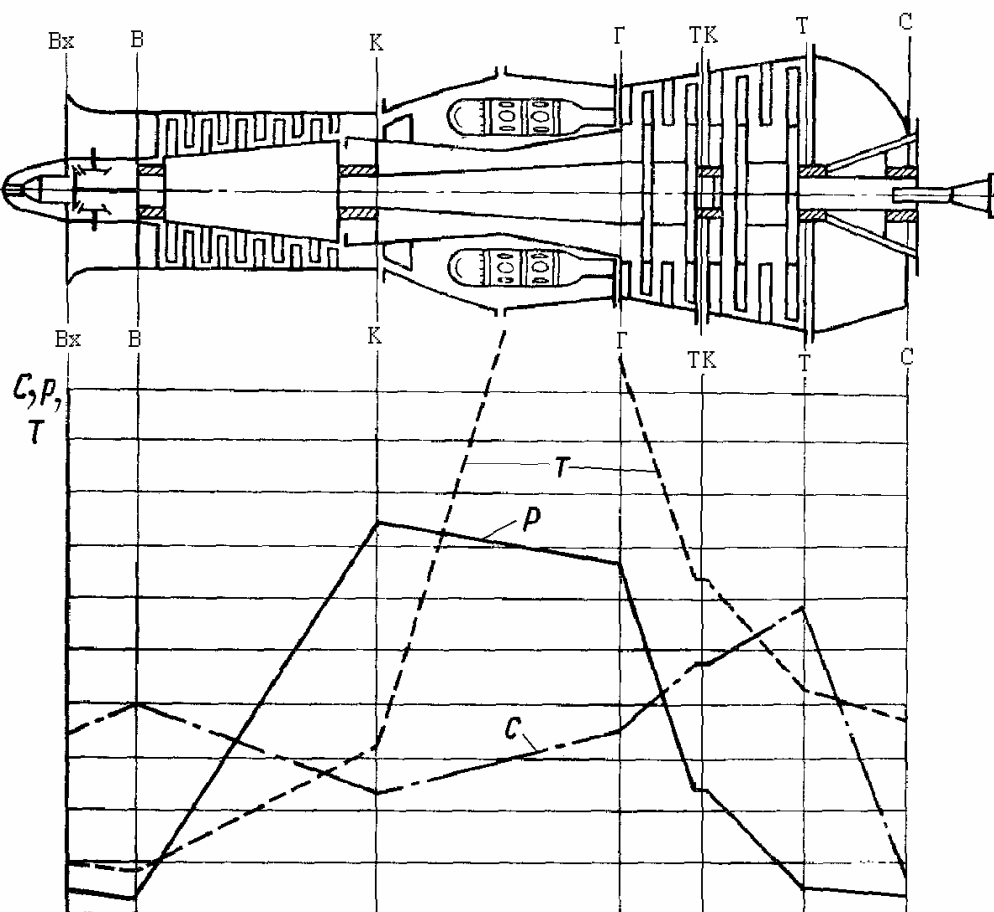


Рис. 1.22. Схема проточной части двигателя ТВ2-117 и изменение параметров воздуха (газа):
p— давление; *c*— скорость; *T*— температура

Таблица 1.

Параметры газа в характерных сечениях двигателя ТВ2-117

Параметр \ сечение	В	К	Г	ТК	Т	С
Скорость (C), м/с	150-160	110-120	190-200	170-180	150-170	40-50
Полное давление (p^*), кгс/см ²	1,033	6,8	6,5	2,31	1,81	
Полная температура (T^*), К	288	530	1148-1153	887	735	365

Первоначальная раскрутка ротора турбокомпрессора при запуске двигателя осуществляется электрическим стартер-генератором, работающим в стартерном режиме (электродвигателя), а воспламенение топливовоздушной смеси— электрическими запальными свечами. При вращении ротора воздух из атмосферы через воздухозаборник вертолета и воздушные каналы передней части двигателя всасывается компрессором. Скорость на входе в компрессор выбрана из условий уменьшения площади

сечения входного устройства и диаметральных размеров компрессора при расчетном расходе воздуха и составляет примерно 150—160 м/с. Секундный расход воздуха на расчетном режиме работы двигателя определяется при газодинамическом расчете из условий получения требуемой мощности.

В компрессоре происходит сжатие воздуха до давления $p^*_к$, величина которого в несколько раз больше $p^*_в$. Сжатие воздуха происходит при преобразованием механической энергии вращения ротора компрессора, приводимого турбиной, в энергию давления. Повышение давления воздуха в компрессоре сопровождается ростом температуры. Скорость воздуха на выходе из компрессора изменяется до значения $C_к$, значительно меньшего $C_в$. Это определяется необходимостью получения устойчивого процесса горения в камере сгорания и позволяет иметь сравнительно большую длину лопаток последней ступени осевого компрессора, что уменьшает перетекание воздуха по радиальным зазорам и повышает его коэффициент полезного действия.

Сжатый в компрессоре воздух поступает в камеру сгорания, где делится на две части. Часть воздуха (первичный поток) поступает в жаровые трубы и в этом потоке происходит сгорание топлива, подаваемого рабочими форсунками. Температура газа в зоне горения достигает 2500—2700 К. Другая часть воздуха (вторичный поток) проходит через отверстия и щели жаровых труб и, смешиваясь с горячими газами, снижает их температуру до допустимого значения (из условия жаростойкости турбинных лопаток). Давление в камере сгорания несколько снижается из-за гидравлических потерь и подогрева, а скорость увеличивается. Из камеры продукты сгорания поступают в турбину компрессора. При проходе газа по сужающимся каналам соплового аппарата скорость его увеличивается, а давление и температура уменьшаются. Сопловым аппаратом газ направляется на рабочие лопатки, где происходит преобразование кинетической энергии газового потока в механическую работу. Вращение от турбины компрессора передается на ротор компрессора и агрегаты, установленные на двигателе. Мощность, развиваемая турбиной компрессора на любом установившемся режиме, равна мощности, потребляемой компрессором и агрегатами двигателя. Мощность, развиваемая свободной турбиной, определяется величиной энергии газа, поступающего из турбины компрессора.

Увеличение частоты вращения ротора турбокомпрессора приводит к увеличению энергии газа поступающего в свободную турбину и соответственно к увеличению мощности, развиваемой этой турбиной.

Вращение от свободной турбины передается на несущий и рулевой винты, а также на агрегаты, получающие привод от вертолетного редуктора. Частота вращения свободной турбины (несущего винта) на рабочих режимах поддерживается постоянной специальными регуляторами путем изменения подачи топлива в камеру сгорания. Так, при самопроизвольном увеличении частоты вращения несущего винта регулятор уменьшает подачу топлива в камеру сгорания. Это приводит к уменьшению температуры газа перед турбиной компрессора $T^*_г$, уменьшению частоты вращения турбокомпрессора и уменьшению мощности, развиваемой свободной турбиной. При этом частота вращения свободной турбины и несущего винта восстанавливается до заданной. При самопроизвольном уменьшении частоты вращения несущего винта система регулирования работает в обратном порядке. Изменение режима работы производится изменением шага винта и одновременной перенастройкой системы регулирования на подачу топлива, соответствующую новому значению мощности двигателя. Рабочий газ, отдав свою энергию турбинам, выходит в выходное устройство двигателя. Выходное устройство обеспечивает перевод потока газа из кольцевого в сплошной и отвод его в атмосферу.

1.4.5. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТВД

Рабочим процессом газотурбинного двигателя называется совокупность протекающих в его проточной части термодинамических процессов.

В основе рабочего процесса ТВД лежит идеальный цикл с подводом и отводом тепла при постоянном давлении, адиабатическим сжатием и расширением рабочего тела. Рабочий процесс (реальный цикл) отличается от идеального цикла наличием гидравлических и других потерь работоспособности энергии газа в процессах сжатия, подвода тепла и расширения.

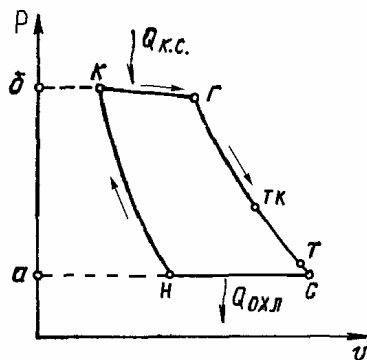


Рис. 1.23. Рабочий процесс ТВаД:

$Q_{к.с.}$ — тепло, подводимое к воздуху в камере сгорания; $Q_{охл.}$ — тепло, отводимое в атмосферу

На рис. 1.23 показано изменение состояния газа в реальном цикле ТВаД в $p-v$ координатах.*

Рабочий, процесс ТВаД состоит из ряда последовательно протекающих термодинамических процессов:

- политропического процесса сжатия во входном устройстве и компрессоре ($H-K$);
- процесса сгорания топлива в камере сгорания (подвода тепла) ($K-Г$);
- политропического процесса расширения газа в турбине компрессора ($Г-Т$);
- политропического процесса расширения газа в свободной турбине ($Т-К$);
- политропического процесса расширения газа в выходном устройстве ($К-Н$);
- условного изобарического процесса с отводом тепла ($C-H$), протекающего в окружающей атмосфере и означающего условный возврат рабочего тела на вход в двигатель.

Так как газ, выйдя из двигателя, приобретает параметры атмосферного воздуха, а во входное устройство поступает атмосферный воздух, то цикл ТВаД равноценен замкнутому циклу. В таких случаях, когда один из термодинамических процессов проходит за пределами двигателя, цикл называется условно замкнутым. Атмосферный воздух в этом случае, рассеивая отводимое тепло, играет как бы роль холодильника.

Как было сказано выше (см. п. 1.3.9.) при таком процессе газ, циклически изменяя свои параметры, производит работу. Причем, чем больше разница между работами расширения и сжатия газа, тем больше работа цикла, тем больше работы производится газом. Работа цикла эквивалентна площади внутри графика циклического изменения параметров газа в $p-v$ координатах. Учитывая, что работа цикла ТВаД расходуется, в основном, на привод во вращение несущего и рулевого винтов, можно сделать вывод: чем больше работа цикла ТВаД тем больше его мощность.

*Показано в упрощенном виде

Для увеличения работы цикла и, следовательно, мощности двигателя необходимо увеличить разность между работами расширения и сжатия газа. Этого можно добиться, увеличивая давление газа за компрессором или увеличивая количество подводимого в газу тепла. Графики рабочих процессов для этих случаев показаны на рисунке 1.24.

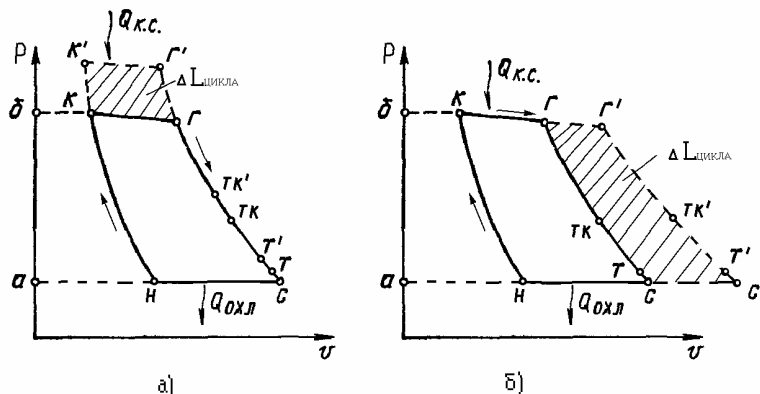


Рис. 1.24. Изменение рабочего процесса ТВаД:

при увеличении давления за компрессором (а) и увеличении количества подводимого к газу тепла (б)

Как видно и рисунка 1.24, увеличение давления за компрессором и увеличение количества подводимого к газу тепла приводит к увеличению площади внутри графика, а следовательно, увеличению разности между работами расширения и сжатия газа, работы цикла и мощности двигателя. На рисунке 1.24 площадь эквивалентная приращению работы цикла ($\Delta L_{\text{цикла}}$) заштрихована.

1.4.5.1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Основные параметры рабочего процесса ГТД характеризуют условия и напряженность работы агрегатов двигателей. К ним относятся: степень повышения давления воздуха в компрессоре и температура газа перед турбиной.

1.4.5.1.1. СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРЕ

Степень повышения давления воздуха в компрессоре (π_{κ})— отношение давления на выходе из компрессора p_{κ} к давлению на входе в него p_{ϵ} :

$$\pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_{\epsilon}}. \quad (31)$$

Часто используется также степень повышения давления, выраженная через давление заторможенного потока:

$$\pi_{\kappa}^* = \frac{p_{\kappa}^*}{p_{\epsilon}^*}. \quad (32)$$

Нетрудно сделать вывод, что с ростом π_{κ} (или π_{κ}^*) происходит увеличение мощности двигателя. Это объясняется увеличением силы давления газа на лопатки турбины, как следствие, возрастает момент на валу турбины и ее мощность. У существующих ТВаД π_{κ}^* составляет $6 \div 18,4$, у ТВ2-117 — $\pi_{\kappa}^* = 6,6$.

1.4.5.1.2. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

Температура газа перед турбиной $T_{\text{г}}^*$ определяет величину тепловой энергии подведенной к воздуху. Чем больше $T_{\text{г}}^*$ тем больше мощность двигателя. Это объясняется тем, что с ростом температуры газа происходит увеличение его объема, значит, для его прохождения необходимо увеличивать площадь проточной части турбины двигателя, следовательно, возрастает высота лопаток турбины и действующая на них сила от давления газа.

У существующих ТВаД температура газа перед турбиной составляет $1070 \div 1516 \text{ К}$, у двигателя ТВ2-117 — $T_{\text{г}}^* = 1148 \div 1153 \text{ К}$.

1.4.6. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТВаД*

Режим работы двигателя — состояние работающего двигателя, характеризуемое совокупностью значений мощности, а также параметров рабочего процесса (π_{κ}^* , $T_{\text{г}}^*$) и других параметров, определяющих происходящие в нем процессы тепловую и динамическую напряженность его деталей (частота вращения ротора турбокомпрессора $n_{\text{тк}}$, свободной турбины $n_{\text{св}}$ и др). В зависимости от изменения параметров двигателя во времени различают установившиеся и неустойчивые режимы работы двигателя.

*Приводится применительно к двигателю ТВ2-117

Под установившимся понимается такой режим, при котором $n_{\text{тк}}$, $n_{\text{св}}$, $T_{\text{г}}^*$ и другие параметры, характеризующие работу двигателя, не изменяются во времени. На неустойчивом режиме эти параметры с течением времени изменяются.

К неустойчивым режимам относятся: запуск, останов двигателя, переход с одного режима на другой.

1.4.6.1. ВЗЛЕТНЫЙ РЕЖИМ

Взлетный режим работы двигателя — установившийся режим работы двигателя, характеризуется максимальной мощностью N_e , максимальными значениями n_{TK} , n_{CB} , π_K^* , T_T^* . Работа двигателя на взлетном режиме допускается в течение ограниченного времени.

Взлетный режим применяется при взлете вертолета, может быть также применен при полете на одном двигателе в случае отказа второго.

1.4.6.2. НОМИНАЛЬНЫЙ РЕЖИМ

Номинальный режим — установившийся режим работы двигателя, характеризуемый пониженными по сравнению с взлетным режимом значениями N_e , n_{TK} , n_{CB} , π_K^* , T_T^* . Работа двигателя на номинальном режиме также ограничено по времени.

Эффективная мощность двигателя на номинальном режиме составляет $0,7 \div 0,9$ от N_e на взлетном.

Номинальный режим применяется в полете при наборе высоты.

1.4.6.3. КРЕЙСЕРСКИЙ РЕЖИМ

Крейсерский режим — установившийся режим работы двигателя, характеризуемый пониженными по сравнению с номинальным величинами N_e , n_{TK} , n_{CB} , π_K^* , T_T^* . Продолжительность работы двигателя на крейсерском режиме в течение ресурса не ограничена.

Эффективная мощность двигателя на крейсерском режиме $< 0,7 N_e$ на взлетном.

Крейсерский режим применяется при горизонтальном полете вертолета на максимальную дальность и продолжительность, при полете со снижением.

1.4.6.4. РЕЖИМ МАЛОГО ГАЗА

Режим малого газа — установившийся режим работы двигателя с минимальной частотой вращения роторов и мощностью, при которых обеспечиваются его устойчивая работа. При работе на режиме «малый газ» величина мощности двигателя не регламентируется. На режим «малый газ» двигатель выходит после запуска, на этом режиме осуществляется прогрев двигателя после запуска и охлаждение перед остановом.

Время работы двигателя на режиме «малый газ» ограничено, т.к. при длительной работе на этом режиме возможен перегрев подшипниковых узлов из-за недостаточной циркуляции масла и охлаждающего воздуха.

1.4.7. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТВад

Оценка совершенства авиационных двигателей, в том числе и вертолетных, производится оценочными параметрами. Эти параметры, в основном, аналогичны параметрам, применяемым для оценки других двигателей непрямой реакции, и характеризуют:

- величину мощности;
- экономичность;
- массовые характеристики, габариты и др.

Так как условия полета оказывают большое влияние на параметры газотурбинных двигателей, обычно указанные выше параметры рассматриваются для стандартных атмосферных условий, при работе двигателя на уровне земли и режиме работы, обеспечивающем висение вертолета при нулевой скорости набегающего потока. Экономичность рассматривается для крейсерского режима работы, т.к. на этом режиме двигатель работает большую часть своего ресурса.

1.4.7.1. ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Эффективная мощность двигателя (N_e) — это мощность, снимаемая с вала свободной турбины вертолетного ТВаД. Абсолютная величина эффективной мощности задается техническими условиями на проектирование двигателя и зависит от его назначения. Поэтому эффективная мощность, являясь важным параметром, не позволяет в полном объеме судить о конструктивном совершенстве двигателя.

При выборе газотурбинного двигателя для конкретного вертолета необходимо учитывать потери эффективной мощности при передаче ее на несущий винт. Потери эффективной мощности на вертолете состоят; из потерь на всасывание, трение, охлаждение, приводы агрегатов и привод рулевого винта. Потери мощности на всасывание возникают вследствие гидравлических сопротивлений, создаваемых влиянием фюзеляжа вертолета и входного устройства двигателя. Эти потери составляют примерно 2,5% от эффективной мощности двигателя и, как показали эксперименты, не зависят от скорости полета вертолета. Потери мощности на трение в трансмиссии составляют примерно 3% от эффективной мощности и практически не зависят от скорости полета. Потери на привод вентилятора охлаждения агрегатов силовой установки составляют 1,15% от эффективной мощности и также не зависят от скорости полета. Потери эффективной мощности на привод рулевого винта составляют 9—10% от N_e .

На современных вертолетах применяются газотурбинные двигатели (ТВаД) с эффективной мощностью 400÷11400 л.с. (294÷8380 кВт)

1.4.7.2. УДЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Удельная эффективная мощность двигателя (N_e уд) — это отношение эффективной мощности двигателя (N_e) к секундному расходу воздуха через двигатель (G_B):

$$N_{e, \text{уд}} = \frac{N_e}{G_B}. \quad (33)$$

Удельная эффективная мощность характеризует степень совершенства рабочего процесса двигателя. Чем она больше, тем меньше требуется секундного расхода воздуха, протекающего через двигатель и, следовательно, меньше будут габариты и масса двигателя для получения заданной мощности. Удельная эффективная мощность зависит от температуры газа перед турбиной $T_{г*}$, степени повышения давления воздуха в компрессоре $\pi_{к*}$, коэффициентов полезного действия компрессора, турбины и коэффициента полноты сгорания в камере сгорания.

Для современных вертолетных ГТД величина N_e уд составляет $180 \div 190 \frac{\text{л.с.}}{\text{кгс/с}} (13 \div 14 \frac{\text{кВт}}{\text{Н} \cdot \text{с}})$.

1.4.7.3. УДЕЛЬНАЯ ЛОБОВАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Удельная лобовая мощность двигателя ($N_{\text{лоб}}$) — это отношение эффективной мощности (N_e) к площади наибольшего поперечного сечения двигателя (F_{max}):

$$N_{\text{лоб}} = \frac{N_e}{F_{\text{max}}}. \quad (34)$$

При большой удельной лобовой мощности двигателя облегчается его компоновка на вертолете. Установка двигателя не приводит к значительному увеличению площади поперечного сечения вертолета, поэтому лобовое аэродинамическое сопротивление планера вертолета минимально. Кроме того, облегчается размещение на вертолете агрегатов трансмиссии, улучшается обзор из кабины экипажа, увеличивается полезный объем грузовой (пассажирской) кабины.

Удельная лобовая мощность современных вертолетных газотурбинных двигателей равна примерно 1400—8000 л.с./м² (1025—5900 кВт/м²).

1.4.7.4. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА

Удельный расход топлива (C_e) является одним из важнейших параметров, характеризующих совершенство двигателя, и равен отношению часового расхода топлива ($G_{т.ч}$) к эффективной мощности (N_e):

$$C_e = \frac{G_{m.ч}}{N_e}. \quad (35)$$

Удельный расход топлива характеризует экономичность двигателя, а следовательно, определяет дальность и продолжительность полета вертолета.

При проектировании и изготовлении вертолетных газотурбинных двигателей принимается и учитывается целый ряд конструктивных и эксплуатационных факторов, направленных на уменьшение удельного расхода топлива. Эти мероприятия направлены на снижение потерь энергии в проточной части двигателя и выбор оптимальных режимов работы двигателя в полете.

Удельный расход топлива современных вертолетных двигателей при их работе на крейсерском режиме составляет 220—400 г/кВт·ч.

1.4.7.5. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД МАСЛА

Удельным расходом масла принято считать количество масла, используемого двигателем в течение 1 ч работы. Обычно это масло в виде паров уходит через систему суфлирования в атмосферу и частично через уплотнения проникает в проточную часть двигателя.

Для современных вертолетных газотурбинных двигателей обычно он не превышает 0,5 кг/ч.

1.4.7.6. УДЕЛЬНАЯ МАССА ДВИГАТЕЛЯ

Удельная масса двигателя ($q_{дв}$) — это отношение массы «сухого» двигателя (со всеми агрегатами и трубопроводами необходимыми для его работы, но без масла и топлива) $G_{дв}$ к развиваемой им эффективной: мощности N_e :

$$q_{дв} = \frac{G_{дв}}{N_e}. \quad (36)$$

Удельная масса характеризует степень весового совершенства конструкции двигателя и зависит от параметров рабочего процесса и применяемых материалов.

Удельная масса современных вертолетных газотурбинных двигателей составляет 0,06—0,3 кг/кВт.

В таблице 2 приведены основные данные газотурбинных двигателей (ТВаД), применяемых на отечественных вертолетах.

Из анализа содержания таблицы 2 можно сделать вывод: чем больше расход воздуха через двигатель, степень повышения давления, температура газа перед турбиной, тем больше мощность двигателя, меньше удельный расход топлива.

Таблица 2

Основные данные вертолетных газотурбинных двигателей

Основные данные/двигатель	ГТД-350	ТВ2-117	ТВ3-117	Д-25	Д-136
Начало серийного производства, год	1964	1965	1972	1959	1982
Эффективная мощность (N_e), кВт	294	1100	1640	4050	8380
Удельный расход топлива на взлетном режиме, г/кВт·ч	503	360	299	—	269
Удельный расход топлива на крейсерском режиме, г/кВт·ч	—	—	—	402	—
Расход воздуха (G_v), кг/с	2,2	8,4	9	26,2	33,55
Степень повышения давления ($\pi_{к*}$),	4,2	6,6	9	5,6	18,4
Температура газа перед турбиной ($T_{г*}$), К	1170	1148—1153	1190	1240	1516
Вертолет	Ми-2	Ми-8	Ми-8МТВ	Ми-6	Ми-26

1.4.8. ВЫВОДЫ

Для увеличения мощности турбовального двигателя со свободной турбиной (ТВaД) необходимо:

1. Увеличить расход воздуха (G_v), проходящего через двигатель.

При увеличении расхода воздуха возрастает сила, с которой газы воздействуют на лопатки свободной турбины и, следовательно, мощность двигателя (см. п.1.3.8).

Для увеличения расхода воздуха необходимо увеличивать поперечные размеры двигателя и частоту вращения роторов турбокомпрессора и свободной турбины.

2. Увеличить степень повышения давления воздуха в компрессоре двигателя (π_k^*).

С ростом π_k^* происходит увеличение мощности двигателя. Это объясняется увеличением силы давления газа на лопатки свободной турбины, как следствие, возрастает момент на валу турбины и ее мощность (см. п.1.4.5).

Рост π_k^* может быть достигнут увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора и повышением КПД компрессора.

3. Увеличить температуру газа перед турбиной ($T_{г*}$).

Чем больше $T_{г*}$ тем больше мощность двигателя. Это объясняется тем, что с ростом температуры газа происходит увеличение его объема, значит, для его прохождения необходимо увеличивать площадь проточной части турбины двигателя, следовательно, возрастает высота лопаток турбины и действующая на них сила от давления газа (см. п. 1.4.5).

Для обеспечения роста $T_{г*}$ в конструкции турбин должны быть реализованы специальные мероприятия по охлаждению деталей турбин.

1.5. ОБЩИЕ ДАННЫЕ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

1.5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Турбовальный двигатель со свободной турбиной (ТВаД) ТВ2-117А предназначен для установки на вертолет Ми-8. Силовая установка вертолета Ми-8 состоит из двух двигателей ТВ2-117А и одного главного редуктора ВР-8А (рис. 1.25).

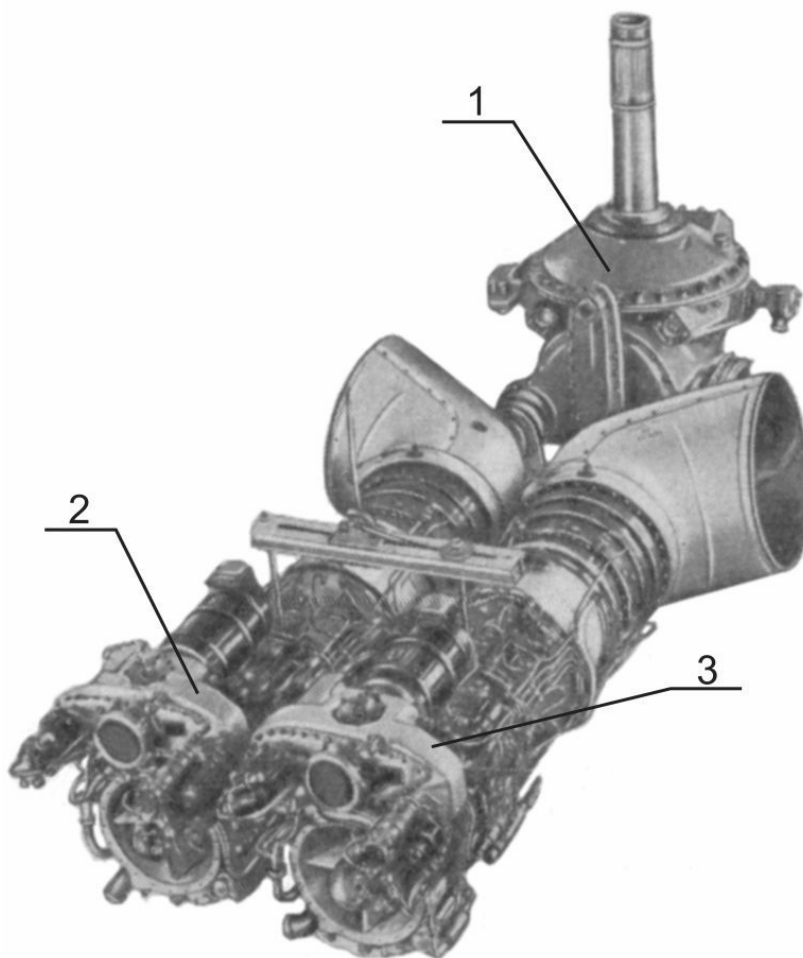


Рис. 1.25. Главный редуктор и двигатели силовой установки вертолета:

1 — главный редуктор; 2 — двигатель правый; 3 — двигатель левый

Особенностью двигателя ТВ2-117А является наличие в нем свободной турбины (турбины винта) для привода вала несущего винта вертолета, не связанной кинематически с турбокомпрессорной частью двигателя, что дает ряд конструктивных и эксплуатационных преимуществ:

- а) позволяет получать желаемую частоту вращения вала несущего винта вертолета независимо от частоты вращения ротора турбокомпрессора двигателя;
- б) облегчает раскрутку турбокомпрессора при запусках двигателя;
- в) позволяет получать оптимальные расходы топлива при различных условиях эксплуатации двигателя;
- г) исключает необходимость фрикционной муфты (муфты включения) в силовой установке вертолета.

Силовая установка вертолета имеет систему автоматического поддержания частоты вращения несущего винта с синхронизацией мощности обоих двигателей, выполняющую следующие функции:

- а) автоматическое поддержание оборотов несущего винта в заданных пределах путем изменения мощности двигателей в зависимости от потребляемой мощности несущего винта;
- б) поддержание одинаковой мощности каждого из двух параллельно работающих двигателей;
- в) автоматическое увеличение мощности одного из двигателей при неисправности другого.

На вертолете имеются рычаг «Шаг—Газ» для совместного управления обоими двигателями и шагом несущего винта, а также рычаги раздельного управления двигателями.

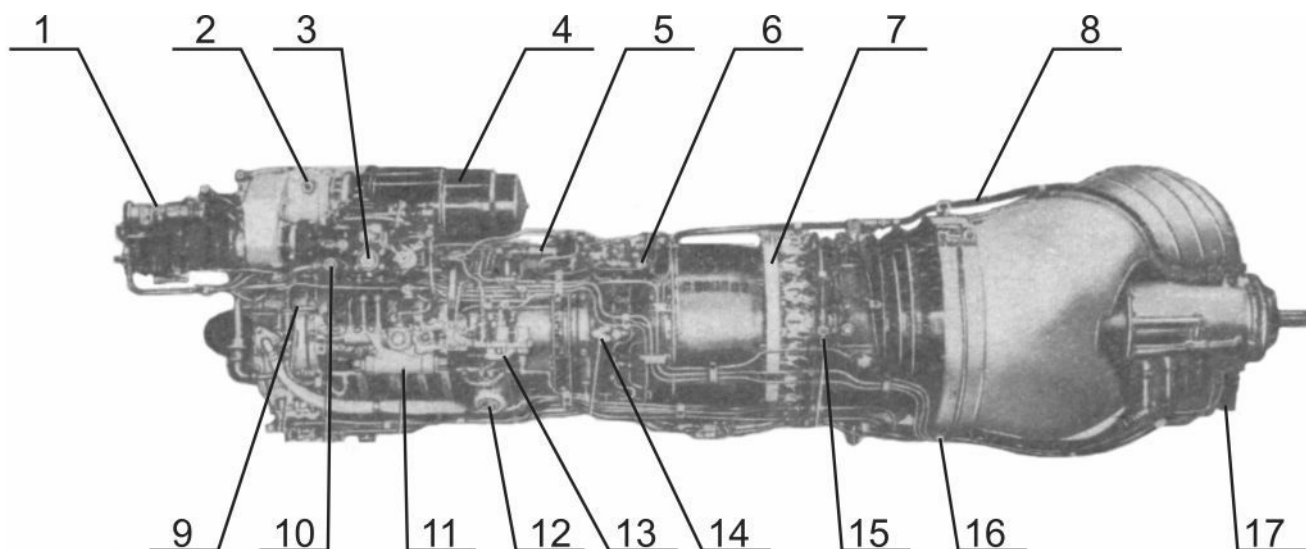


Рис. 1.26. Двигатель ТВ2-117А (вид слева):

1 — агрегат КА-40; 2 — штуцер суфлирования; 3 — агрегат НР-40ВА; 4 — стартер-генератор ГС-18МО; 5 — агрегат ИМ-40; 6 — пусковой воспламенитель; 7 — коллектор термопар; 8 — трубопровод суфлирования; 9 — кронштейн датчика давления топлива; 10 — штуцер подвода топлива в агрегат НР-40ВА; 11 — гидромеханизм; 12 — клапан перепуска воздуха; 13 — блок электромагнитных клапанов; 14 — патрубок суфлирования II опоры роторов двигателя; 15 — противопожарный коллектор; 16 — дренаж; 17 — агрегат РО-40ВА

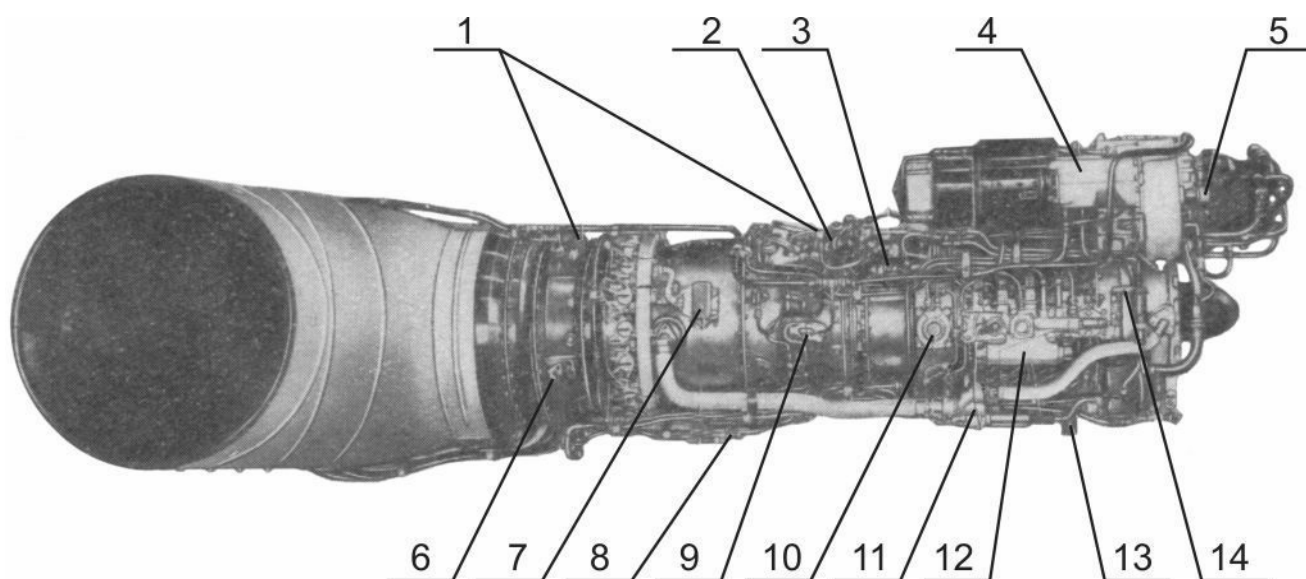


Рис. 1.27. Двигатель ТВ2-117А (вид справа):

1 — ушко для подвески двигателя; 2 — агрегат СО-40; 3 — фланец отбора воздуха для нужд вертолета; 4 — масляный фильтр; 5 — штуцер подвода масла из масляного бака; 6 — фланец суфлирования III опоры роторов двигателя; 7 — колодка термопар; 8 — блок дренажных клапанов; 9 — патрубок суфлирования II опоры роторов двигателя; 10 — клапан перепуска воздуха; 11 — противообледенительный клапан; 12 — гидромеханизм; 13 — штуцер выхода масла из двигателя; 14 — кронштейн датчика давления масла

Двигатель ТВ2-117А (рис. 1.26, 1.27, 1.28 и 1.29) состоит из следующих основных узлов и систем:

- осевого десятиступенчатого компрессора;
- кольцевой камеры сгорания с восемью головками для форсунок;
- двухступенчатой осевой турбины компрессора;
- двухступенчатой осевой свободной турбины;
- выхлопного устройства;
- главного привода передачи крутящего момента с вала ротора свободной турбины двигателя на главный редуктор вертолета;

- приводов передачи к агрегатам двигателя;
- системы топливопитания и регулирования;
- систем охлаждения, смазки и суфлирования;
- системы электропитания и запуска;
- гидравлической, дренажной, противообледенительной и противопожарной систем;
- системы ограничения температуры газа перед турбиной компрессора.

Двигатель крепится на вертолете (рис. 1.30) на трех подвесках, расположенных на заднем корпусе компрессора (вблизи центра тяжести двигателя). При помощи двух пар стоек двигатель крепится к фюзеляжу вертолета, а корпус свободной турбины через корпус главного привода со сферическими опорами соединен с корпусом главного редуктора.

Установка сферических опор в месте соединения двигателя с редуктором обеспечивает нормальную работу силовой установки при некоторой несоосности валов двигателя и редуктора.

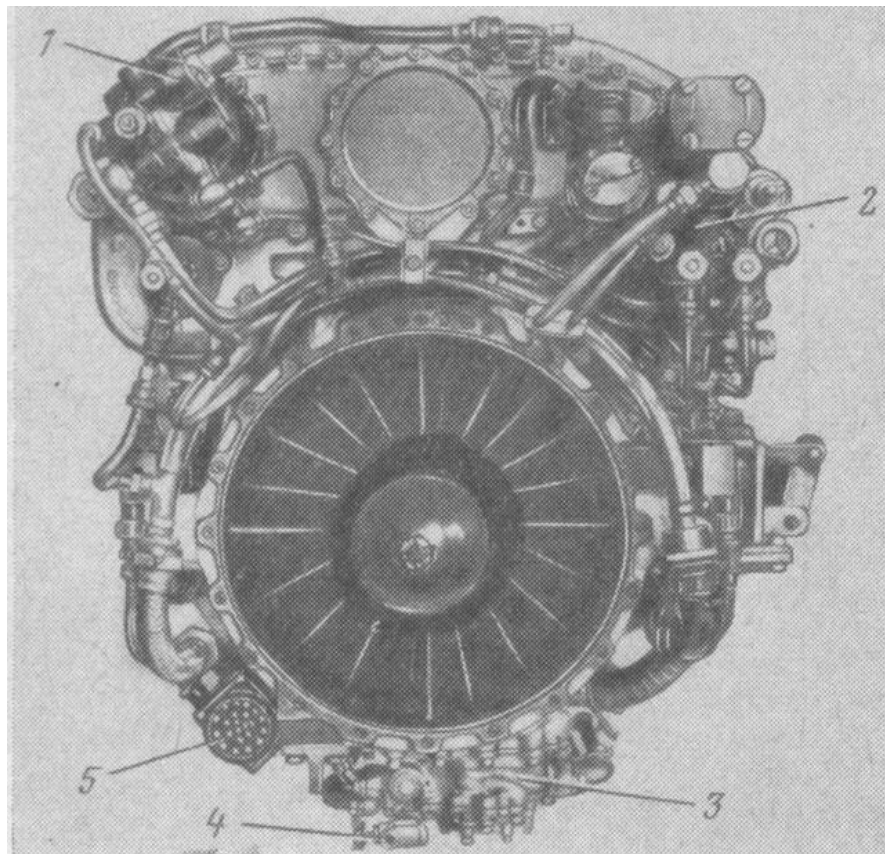


Рис. 1.28. Двигатель ТВ2-117А (вид спереди):

*1 — агрегат ПН-40Р; 2 — агрегат КА-40; 3 — нижний масляный агрегат; 4 — кран слива масла;
5 — главный штепсельный разъем*

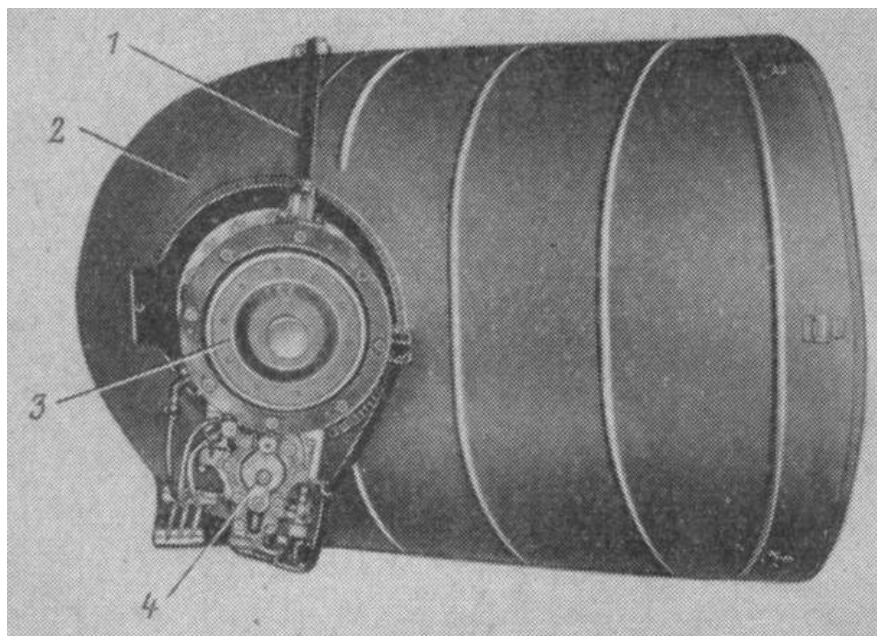


Рис. 1.29. Двигатель ТВ2-117А (вид на правый двигатель сзади):
 1 — трубопровод суфлирования; 2 — выхлопной патрубок; 3 — главный привод двигателя;
 4 — агрегат РО-40ВА

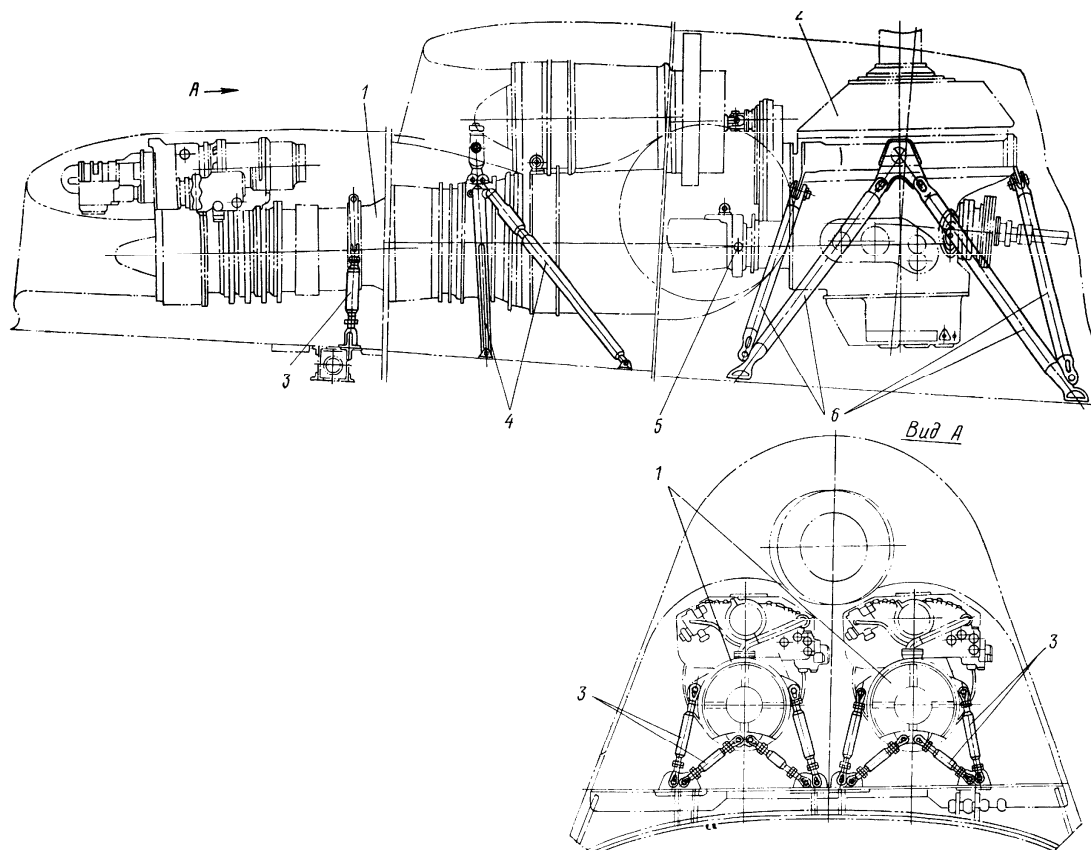


Рис. 1.30. Схема крепления двигателей и редуктора на вертолете:
 1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — стойки крепления двигателя в передней его части;
 4 — приспособление для удержания двигателя при снятии редуктора с вертолета; 5 — сферическая
 опора редуктора для крепления двигателя в задней его части; 6 — подкосы рамы крепления редуктора

1.5.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ

1.5.2.1. ДРОССЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Дроссельные характеристики (рис. 1.31) — графики зависимости мощности свободной турбины, удельного расхода топлива и температуры газов перед турбиной от числа оборотов турбокомпрессора сняты при испытании двигателя на стенде и приведены к стандартным атмосферным условиям.

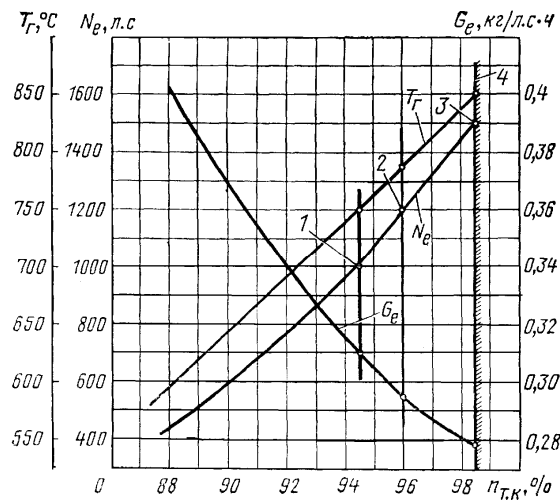


Рис. 1.31. Дроссельные характеристики двигателя ТВ2-П7А, снятые на стенде и приведенные к $t = 15^\circ \text{C}$ и $p = 760$ мм рт. ст.:

1 — крейсерский режим; 2 — номинальный режим; 3 — взлетный режим;
4 — ограничение по расходу топлива

1.5.2.2. ВЫСОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Высотные характеристики (рис. 1.32 и 1.33) — графики зависимости мощности свободной турбины и удельного расхода топлива от высоты полета и числа оборотов турбокомпрессора приведены к стандартным атмосферным условиям и рассчитаны для скорости полета $V = 0$ и высоты $H = 0 \div 5$ км, в диапазоне изменения числа оборотов турбокомпрессора.

На характеристики наложены ограничения взлетного и границы номинального и крейсерского режимов.

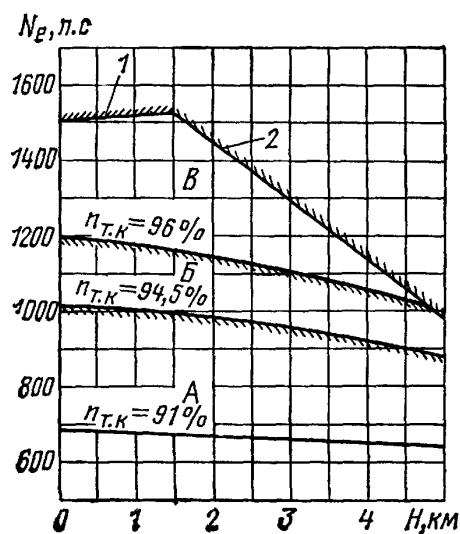


Рис. 1.32. Высотные характеристики двигателя ТВ2-117А при $t = 15^\circ \text{C}$ и $p = 760$ мм рт. ст.:

А — область крейсерских режимов; Б — область номинальных режимов; В — область взлетных режимов; 1 — ограничение по расходу топлива; 2 — ограничение по степени повышения полного давления в компрессоре

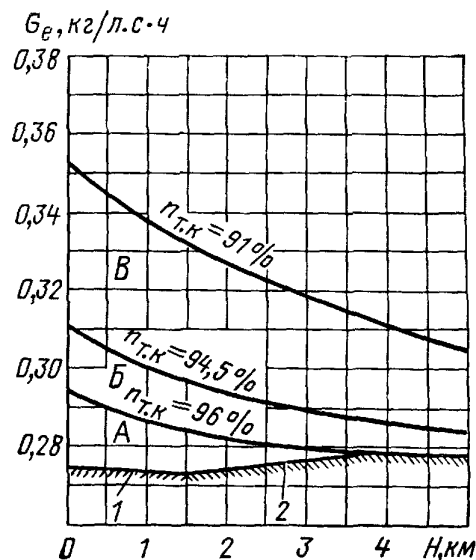


Рис. 1.33. Высотные характеристики двигателя ТВ2-117А при $t = 15^\circ\text{C}$ и $p = 760$ мм рт. ст.:
 1 — ограничение по расходу топлива; 2 — ограничение по степени повышения полного давления в компрессоре

1.5.3. ПРИНЦИП РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Воздух из атмосферы через воздухозаборник на вертолете, закрепленный на корпусе первой опоры, засасывается осевым десятиступенчатым компрессором, сжимается в нем и поступает в камеру сгорания. Часть поступающего в камеру сгорания воздуха участвует в сгорании топлива, а основная его часть идет на смешивание с горячим газом, снижая температуру газа перед турбиной до заданной.

Из камеры сгорания поток горячего газа устремляется в турбины двигателя и его энергия преобразуется в механическую энергию, приводящую во вращение ротор турбины компрессора и ротор свободной турбины. От ротора турбины компрессора крутящий момент передается к ротору компрессора и приводам агрегатов двигателя, а от ротора свободной турбины — на редуктор ВР-8А для вращения валов несущего и хвостового винтов вертолета, приводов агрегатов, установленных на редукторе, а также привода регулятора числа оборотов свободной турбины.

На рис. 1.34 приведены схема проточной части двигателя и кривые изменения основных параметров газо-воздушного потока.

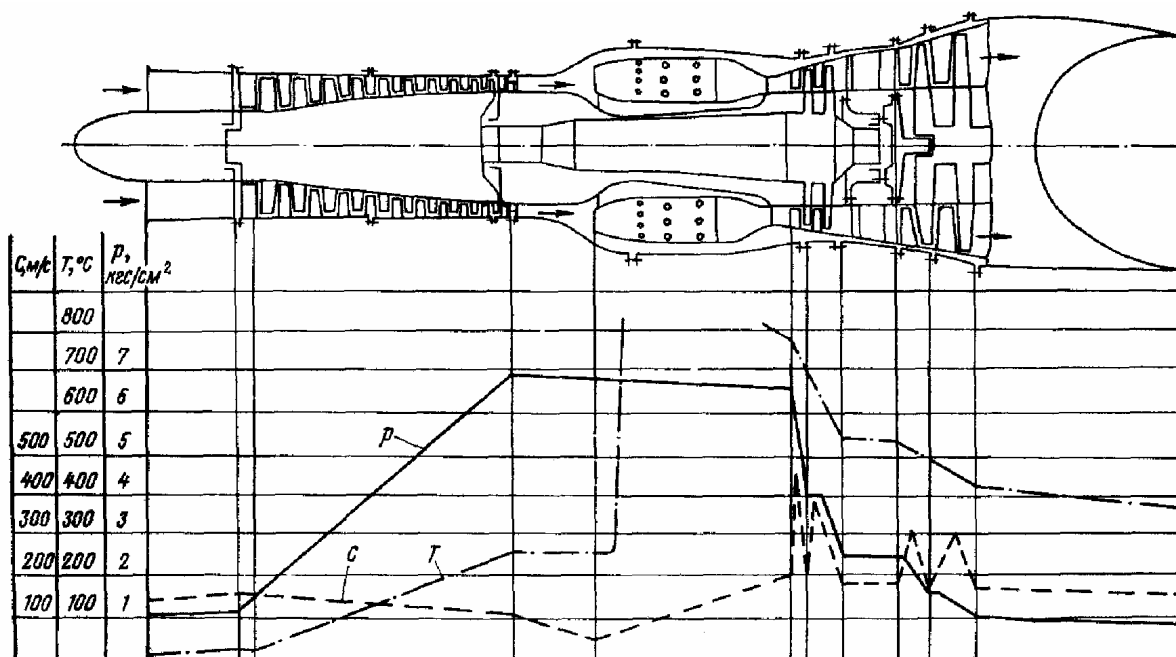


Рис. 1.34. Схема проточной части двигателя и изменение параметров воздуха (газа):
 p — давление; c — скорость; T — температура

1.5.4. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ДВИГАТЕЛЯ

1.5.4.1. ОБЩИЕ ДАННЫЕ

1. Условное обозначение двигателя	ТВ2-117А
2. Тип двигателя	турбовинтовой, со свободной турбиной (турбиной винта)
3. Направление вращения роторов (смотреть по полету): — компрессора — турбины компрессора — свободной турбины	левое левое левое
4. Компрессор: — тип — количество ступеней — особенность конструкции — углы поворота лопаток ВНА и поворотных лопаток направляющих аппаратов (по лимбу гидромеханизма) — количество клапанов перепуска воздуха — место отбора воздуха для перепуска — закрытие клапанов перепуска воздуха при запуске при частоте вращения ротора компрессора	осевой 10 имеет автоматически управляемые поворотные лопатки входного направляющего аппарата (ВНА) и направляющих аппаратов (НА) I, II и III ступеней и автоматически управляемые клапаны перепуска воздуха от —30° до 0° 2 за VI ступенью 53±3%
5. Отбор воздуха из компрессора для систем вертолета: — количество отбираемого воздуха на номинальном режиме работы двигателя (H=0, V=0, ВСА-60) — место отбора воздуха — температура воздуха, при которой разрешается отбор воздуха	0,16 кг/с, не более за VIII ступенью ниже +15° С
<i><u>Примечание</u></i> При отборе воздуха мощность двигателя уменьшается на 3%, не более, а удельный расход топлива увеличивается на 3%, не более.	
6. Камера сгорания	кольцевая, с восемью головками для форсунок
7. Турбина компрессора	осевая, двухступенчатая
8. Свободная турбина	осевая, двухступенчатая
9. Выхлопная система	нерегулируемая, выхлоп через патрубок под углом 60° к оси двигателя
10. Сухая масса двигателя	330 кг + 2%, не более
<i><u>Примечание</u></i> В массу двигателя включены массы агрегатов, установленных на двигателе, за исключением стартера-генератора, датчиков — частоты вращения, давления топлива, давления масла, температуры масла, термопара и кожуха выхлопного патрубка.	
11. Габариты двигателя: — длина с агрегатами и выхлопным патрубком не более — ширина не более — высота не более	2843 мм 550 мм 748 мм
12. Допустимое время работы двигателя за ресурс в процентах от общего ресурса: — на взлетном режиме — на номинальном режиме — на крейсерском режиме	5 40 без ограничений

13. Допустимое время непрерывной работы двигателя (не более):

- на взлетном режиме 6 мин
- на номинальном режиме 60 мин
- на крейсерском режиме без ограничений
- на малом газе 20 мин

14. Минимально допустимое время между повторными выходами на взлетный и номинальный режимы после непрерывно отработанного максимально допустимого времени 5 мин

1.5.4.2. СИСТЕМА СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЯ

15. Принцип работы

циркуляционный, под давлением

16. Сорт масла

синтетическое Б-ЗВ по ТУ 38-101295-75

17. Количество масла, заливаемого в маслобак вертолета

10 л

18. Расход масла

0,5 л/ч, не более

19. Давление масла:

- на крейсерском, номинальном и взлетном режимах $3,5 \pm 0,5$ кгс/см²
- на малом газе не ниже 2 кгс/см²

20. Температура масла на выходе из двигателя:

- минимальная для выхода на режимы выше малого газа 30° С
- минимальная для длительной работы на режимах 70° С

крейсерском и выше

— рекомендуемая

90—100° С

— максимальная

125° С

21. Верхний масляный агрегат:

- принцип работы и особенности конструкции

нагнетающий и откачивающий насосы с сетчатым фильтром, запорным и редукционным клапанами за нагнетающим насосом

— тип насосов

шестеренчатый

— передаточное число привода

0,189

— направление вращения ведущего валика агрегата

левое

22. Нижний масляный агрегат:

— насосы

откачивающие

— количество насосов

5

— тип насосов

шестеренчатый

— передаточное число привода

0,199

— направление вращения ведущего валика агрегата

левое

23. Производительность насосов верхнего и нижнего маслоагрегатов на числе оборотов номинального режима при температуре масла 90—100°С (не менее)

— нагнетающего

32 л/мин

— откачивающих (суммарная)

124 л/мин

24. Суфлер

центробежный, смонтирован в коробке приводов

1.5.4.3. СИСТЕМА ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

25. Сорт топлива

Т-1, ТС-1 (ГОСТ 10227—62) и их смеси

26. Степень очистки топлива, заправленного в бак и подаваемого в двигатель (размер ячейки фильтра)

0,012—0,016 мм

27. Давление топлива (избыточное):

— на входе в агрегат НР-40ВА

0,4—1,2 кгс/см²

— максимальное на выходе из агрегата НР-40ВА

60 кгс/см²

— перед форсунками пусковых воспламенителей	3—4 кгс/см ²
28. Рабочая температура топлива	от —50 до +60° С
29. Допустимая температура окружающего воздуха	от —60 до +60° С
30. Топливный насос-регулятор:	
— условное обозначение	НР-401ВА
— тип	плунжерный
— передаточное число привода	0,1886
— направление вращения ротора-насоса	левое
31. Регулятор числа оборотов свободной турбины:	
— условное обозначение	РО-40ВА
— тип	центробежный
— передаточное число привода	
(относительно ротора свободной турбины)	0,3376
— направление вращения ротора агрегата	правое
32. Синхронизатор мощности:	
— условное обозначение	СО-40
— тип	золотниковый
33. Рабочая топливная форсунка:	
— тип	центробежная, двухканальная, двухсопловая
— количество	8
— максимальное давление топлива в I контуре на взлетном режиме перед форсункам	60 кгс/см ²
34. Исполнительный механизм ограничителя температуры газов:	
— условное обозначение	ИМ-40
— тип	гидравлический
35. Усилитель ограничителя температуры	УРТ-27
35а. Система защиты турбины винта от раскрутки (СЗТВ)	
<u>Примечания:</u>	
1. На двигатели изготовления до 1.01.69 г. установлены агрегаты НР-40ВР.	
2. На двигатели, не оборудованные системой защиты турбины винта от раскрутки (СЗТВ), установлены насос-регулятор НР-40ВГ и регулятор числа оборотов РО-40ВР	

1.5.4.4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

36. Рабочая жидкость	топливо, применяемое для двигателя
37. Насос гидросистемы:	
— условное обозначение	ПН-40Р
— тип	плунжерный
— передаточное число привода	0,1888
— направление вращения ротора насоса	правое
— давление топлива на входе в насос (избыточное)	0,4—1,2 кгс/см ²
— давление топлива на выходе из насоса	27,5 ± 2,5 кгс/см ²
38. Командный агрегат:	
— условное обозначение	КА-40
— тип	гидравлический
— передаточное число привода	0,1886
— направление вращения валика агрегата	правое
— давление топлива на входе в агрегат	27,5 ± 2,5 кгс/см ²
— давление топлива в сливных полостях агрегата (избыточное)	0,4—1,2 кгс/см ²

1.5.4.5. СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ И ЗАПУСКА

39. Автономная система питания и запуска

СПЗ-15, включающая пусковую панель
ПСТ-15 и шесть аккумуляторных батарей
12САМ-28
один комплект на два двигателя

— количество

40. Стартер-генератор постоянного тока:

— условное обозначение

ГС-18МО

— количество

1

— передаточное число привода

0,41

— направление вращения валика стартера-генератора

левое

— загрузка стартера-генератора в генераторном режиме

10 кВт, не более

41. Система зажигания:

— тип

низковольтная с емкостным разрядом
СКНА-22-2А

— условное обозначение агрегата зажигания

через пусковой воспламенитель с
запальной свечой СП-18УА

— воспламенение смеси

2

— количество воспламенителей

42. Электросистема запуска

24-вольтовая с переключением на 48 В

43. Количество запусков без подзарядки аккумуляторных батарей

5, не менее

44. Время, обеспечивающее выход двигателя на взлетный режим с момента нажатия на пусковую кнопку (не более):

— на земле

5 мин

— в полете

1 мин

45. Максимально допустимая температура газов перед турбиной компрессора при запуске (по прибору)

600° С, не выше

46. Выбег — время вращения ротора компрессора с момента прекращения подачи топлива в двигатель

40с, не менее

47. Время приемистости от режима малого газа до взлетного режима (пои перемещении рычага управления за 1—2 с) на земле

15 с, не более

Примечания: 1. Время приемистости замеряется с момента начала перемещения рычага управления двигателем с режима малого газа до момента достижения частоты вращения ротора компрессора на 1—1,5% ниже частоты вращения ротора на взлетном режиме.

2. Заброс температуры газов при проверке приемистости допускается на 20° С выше температуры газов на взлетном режиме данного двигателя.

3. На двигателях более раннего изготовления установлены агрегаты ГС-18ТО.

48. Автоматическая противообледенительная система

агрегаты управления
противообледенительной системой
двигателя устанавливаются на вертолете.
На двигателе установлен клапан
противообледенительной системы с
электромагнитом ЭМТ-244
из камеры сгорания

— место отбора воздуха

Примечание

При включении противообледенительной системы мощность двигателя уменьшается примерно на 4,5%, а удельный расход топлива увеличивается примерно на 5%.

1.5.4.6. ПРИБОРЫ КОНТРОЛЯ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

49. Термометр газа перед турбиной компрессора

ИТГ-180Т, включающий измеритель
ИТГ-1Т и 17 сдвоенных термопар Т-80Т

50. Датчик частоты вращения ротора турбины компрессора:

— условное обозначение датчика

Д-2

— передаточное число привода

0,117

- направление вращения валика датчика
- измеритель
- 51. Термометр масла на выходе из двигателя:
- условное обозначение датчика
- 52. Манометр масла на входе в двигатель:
- условное обозначение датчика
- 53. Манометр топлива перед рабочими форсунками:
- условное обозначение датчика
- 54. Трехстрелочный измеритель от датчиков П-2, ИД-8 и ИД-100
- 55. Комплект измерителя (датчики П-2, ИД-8, ИД-100 и ЭМИ-ЗРИ измеритель УИЗ-3)

левое
ИТЭ-2 (один на два двигателя)
П-2
ИД-8
ИД-100
УИЗ-3

Примечания:

1. Систему СПЗ-15, агрегат зажигания СКНА-22-2А, усилитель регулятора температуры УРТ-27, измеритель ИТГ-1Т, измеритель ИТЭ-2 и комплект измерителя ЭМИ-ЗРИ устанавливают на вертолете.
2. Передаточные числа приводов всех агрегатов, кроме агрегата РО-40ВА, даны относительно частоты вращения ротора компрессора.
3. Для агрегатов, установленных на двигателе, направление вращения валика привода (правое или левое) определяется со стороны фланца крепления агрегата.

1.5.4.7. РЕЖИМ РАБОТЫ И ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

56. Режимы работы и значения параметров двигателя при $t = 15^\circ \text{C}$ и $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ ($H=0$ и $V=0$)

Параметры		Режимы			
		«Взлетный»	«Номинальный»	«Крейсерский»	«Малый газ»
Мощность на выходном валу в л. с.		1500 _{—30}	1200 _{—24}	1000 _{—20}	—
Частота вращения	ротора компрессора в %, не более	98,5	96	94,5	64 _{—1} ⁺²
	несущего винта в %	93 _{—1}	95 ± 2	95 ± 2	45 ± 10
Температура газа перед турбиной компрессора в °С, не более		850	790	750	600
Удельный расход топлива в г/(л. с. · ч), не более		275	295	310	Не более 100 кг/ч

Примечания:

1. Частота вращения ротора компрессора, равная 100%, соответствует 21200 об/мин.
2. Частота вращения ротора свободной турбины, равная 100%, соответствует 12000 об/мин.
3. 95,3% по счетчику частоты вращения несущего винта соответствует 12000 об/мин свободной турбины или 192 об/мин несущего винта.
4. На взлетном режиме частота вращения ротора компрессора в зависимости от температуры наружного воздуха изменяется согласно графику, приведенному на рис. 1.34.
5. Частоту вращения ротора компрессора на номинальном и крейсерском режимах в зависимости от температуры наружного воздуха следует выдерживать согласно графику, приведенному на рис. 1.34.
6. В полете частота вращения несущего винта должна быть в пределах 92—97%.
57. Максимально допустимое приведенное число оборотов не более 105% турбокомпрессора на всех скоростях и высотах полета
58. В случае отказа одного двигателя в полете допускается непрерывная работа другого двигателя на взлетном режиме в течение не более одного часа. Двигатель подлежит снятию с

вертолета после использования этого режима, независимо от продолжительности времени.

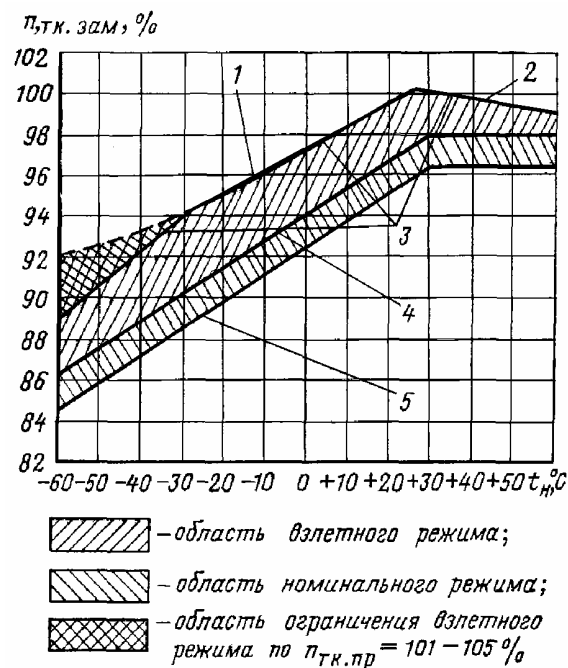


Рис.1.35. График зависимости частоты вращения турбокомпрессора от температуры атмосферного воздуха при $H=0, V=0$:

1— линия ограничения взлетного режима по максимальному расходу топлива; 2— линия ограничения взлетного режима по температуре газа перед турбиной; 3— линия максимально допустимой частоты вращения взлетного режима; 4— линия максимально допустимой частоты вращения номинального режима; 5— линия максимально допустимой частоты вращения крейсерского режима

59. Максимально допустимые замеряемые параметры на всех высотах и скоростях (не выше)

Режим	Температура газов перед турбиной компрессора, $^\circ C$	Частота вращения ротора турбокомпрессора, %
Взлетный	880*	101
Номинальный	860	98
Крейсерский	810	96,5

* Максимально допустимая температура газов перед турбиной компрессора на взлетном режиме при работе двигателя на земле — не выше $875^\circ C$.

60. При работе двигателя в полете на режимах выше режима малого газа допускаются:

- повышение частоты вращения несущего винта до 103% кратковременное (до 30 с)
- провал частоты вращения кратковременный до 89%
- на режиме малого газа допускается кратковременное до 105% повышение частоты вращения несущего винта в течение не более 5 с

2. КОМПРЕССОР ТВаД

2.1. ТЕОРИЯ КОМПРЕССОРА

2.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОМПРЕССОРАХ ГТД

Компрессор является одним из основных узлов газотурбинного двигателя. Он служит для повышения давления воздуха перед поступлением его в камеру сгорания. Сжатый и подогретый за счет сжатия воздух способствует быстрому и полному сгоранию топлива в камере сгорания. Значительное уменьшение объема воздуха в процессе повышения его давления способствует уменьшению габаритов двигателя при заданной мощности, а также повышению его экономичности.

К компрессорам, устанавливаемым на вертолетные газотурбинные двигатели, предъявляется ряд требований, основными из которых являются следующие.

1. Должен обеспечиваться необходимый секундный расход воздуха и заданную степень повышения давления. Секундный расход воздуха является основным параметром, определяющим мощность двигателя, а степень повышения давления — удельный расход топлива.

2. Воздух в камеру сгорания должен подаваться непрерывно, плавно, без пульсаций. Неравномерная подача воздуха в камеру сгорания может вызвать тряску двигателя, срыв пламени и выключение двигателя.

3. Компрессор должен иметь, возможно, больший коэффициент полезного действия, т. е. механическая работа, подводимая к компрессору от турбины, должна максимально использоваться на сжатие воздуха. Полный КПД компрессора, учитывающий гидравлические и механические потери, характеризует степень конструктивного совершенства компрессора.

4. При заданном секундном расходе воздуха и степени повышения давления масса и габариты компрессора должны быть как можно меньшими.

5. В эксплуатации компрессор должен быть прост и надежен. Проточная часть компрессора должна обладать достаточной стойкостью против износа механическими частицами, попадающими из атмосферы вместе с воздухом.

Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяют осевые компрессоры, которые и получили в вертолетных газотурбинных двигателях широкое распространение.

Осевым компрессором называется лопаточная машина, в которой происходит преобразование механической работы, получаемой от турбины, в энергию давления воздуха, при этом воздух в проточной части компрессора движется, преимущественно, вдоль оси двигателя по поверхностям, близким к цилиндрическим.

Основными элементами компрессора ТВаД (рис.2.1) являются корпус 6, ротор 2 и опоры ротора 1 и 8.

Опорами ротора компрессора служат подшипники качения, установленные в корпусе. Обычно передняя опора ротора компрессора представляет собой роликовый подшипник, воспринимающий радиальные нагрузки от общей массы ротора и неуравновешенных масс ротора. Кроме того, роликовый подшипник допускает свободное осевое перемещение ротора, возникающее вследствие действия на него осевых сил и температурных расширений. Задняя опора ротора, как правило, представляет собой однорядный шариковый радиально-упорный подшипник, который, помимо радиальных нагрузок от ротора и неуравновешенных масс, воспринимает осевую нагрузку, равную разности осевых сил, действующих на ротор компрессора и ротор турбины.

Ротор состоит из нескольких рядов профилированных лопаток 4, закрепленных на барабане или на отдельных дисках, соединенных между собой. Ряд рабочих (вращающихся) лопаток вместе с деталями, обеспечивающими их крепление, называется рабочим колесом (РК)

Между лопатками ротора на корпусе закрепляются неподвижные лопатки 5.

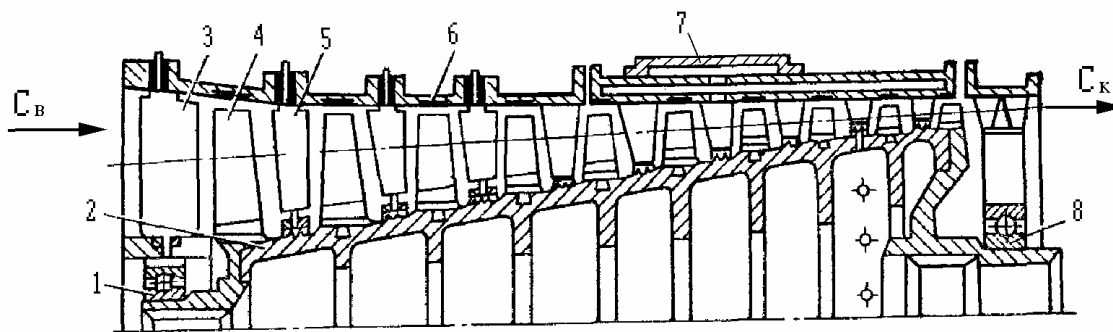


Рис. 2.1. Схема устройства осевого компрессора ТВад*:

1— передняя опора ротора компрессора; 2 — ротор; 3— входной направляющий аппарат;
4— лопатки рабочего колеса; 5— лопатки направляющего аппарата; 6— корпус; 7— коробка
перепуска воздуха в атмосферу; 8— задняя опора ротора компрессора

Ряд неподвижных лопаток, установленных за рабочим колесом, называется направляющим аппаратом (НА). Совокупность рабочего колеса и направляющего аппарата называется ступенью компрессора. Ряд неподвижных лопаток 3, расположенных перед первым рабочим колесом, называется входным направляющим аппаратом (ВНА) **.

* Приведена схема компрессора двигателя ТВ2-117

** Существуют осевые компрессоры газотурбинных двигателей без ВНА.

Для улучшения характеристик компрессора и повышения его КПД ВНА и НА ступеней компрессора могут выполняться поворотными, из средних ступеней может быть организован управляемый перепуск воздуха в атмосферу.

В существующих компрессорах применяется большое количество последовательно расположенных ступеней. В каждой из них осуществляется сжатие воздуха. Поэтому для понимания принципа работы компрессора в целом необходимо изучить принцип работы одной его ступени. Так как на изучаемом двигателе ТВ2-117 имеется входной направляющий аппарат, рассмотрим принцип работы первой ступени осевого компрессора совместно с ВНА.

2.1.2. РАБОТА СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Поток воздуха, движущийся через проточную часть осевого компрессора можно представить состоящим из отдельных струек тока, каждая из которых движется по поверхности, приближенной к цилиндрической. Рассмотрим, как будут изменяться параметры воздуха в струйке тока толщиной Δh , движущейся вдоль цилиндрической поверхности А-А (рис.2.2). Для чего рассмотрим межлопаточные каналы ВНА, РК и НА в сечении их цилиндрической поверхностью А-А (рис.2.3).

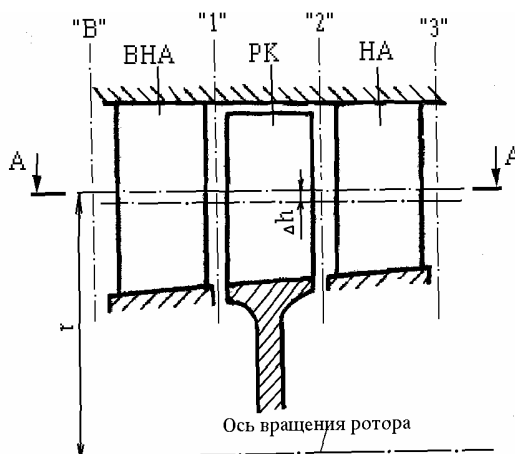


Рис. 2.2. Схема первой ступени осевого компрессора с входным направляющим аппаратом

2.1.2.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ

- 1) Шаг лопаток « t » (см. рис.2.3). Оценивает расстояние между лопатками в плоскости их вращения.
 - 2) Хорда лопаток « b » — расстояние между передней и задней кромками лопаток.
- Для существующих компрессоров должно соблюдаться соотношение:

$$\frac{b}{t} = 1,5 \div 2. \quad (1)$$

При соблюдении соотношения (1) можно считать, что воздух движется по межлопаточным каналам, а не обтекает отдельно стоящие лопатки. Отсюда можно сделать вывод, что вектор скорости воздуха при его движении в межлопаточных каналах параллелен оси этих каналов.

- 3) Абсолютная скорость воздуха « C » — скорость воздуха относительно неподвижных лопаток компрессора.

- 4) Окружная скорость движения рабочего колеса « u ». Нетрудно видеть что $u = \omega \cdot r$.

Где: ω — угловая скорость вращения ротора компрессора.

- 5) Относительная скорость воздуха « W » — скорость воздуха относительно лопаток рабочего колеса.

Вектор абсолютной скорости воздуха равен сумме векторов относительной и окружной скоростей:
 $\vec{C} = \vec{u} + \vec{W}$.

- 6) Площадь межлопаточных каналов « f ». Из рисунка 3 нетрудно увидеть, что площадь всех межлопаточных каналов по мере продвижения воздуха будет изменяться.

- 7) Угол входа (выхода) « α » потока воздуха из межлопаточных каналов для неподвижных лопаток ВНА и НА.

- 8) Угол входа (выхода) « β » потока воздуха из межлопаточных каналов для лопаток рабочего колеса.

Из анализа содержания рисунков 2 и 3, если принять $\Delta h=1$, можно записать:

$$f = t \cdot \sin \alpha. \quad \text{— для ВНА и НА.} \quad (2)$$

$$f = t \cdot \sin \beta. \quad \text{— для РК.} \quad (3)$$

- 9) Степень повышения давления в ступени компрессора: $\pi_{cm} = \frac{p_3}{p_1}$. (4)

или по параметрам заторможенного потока: $\pi_{cm}^* = \frac{p_3^*}{p_1^*}$. (5)

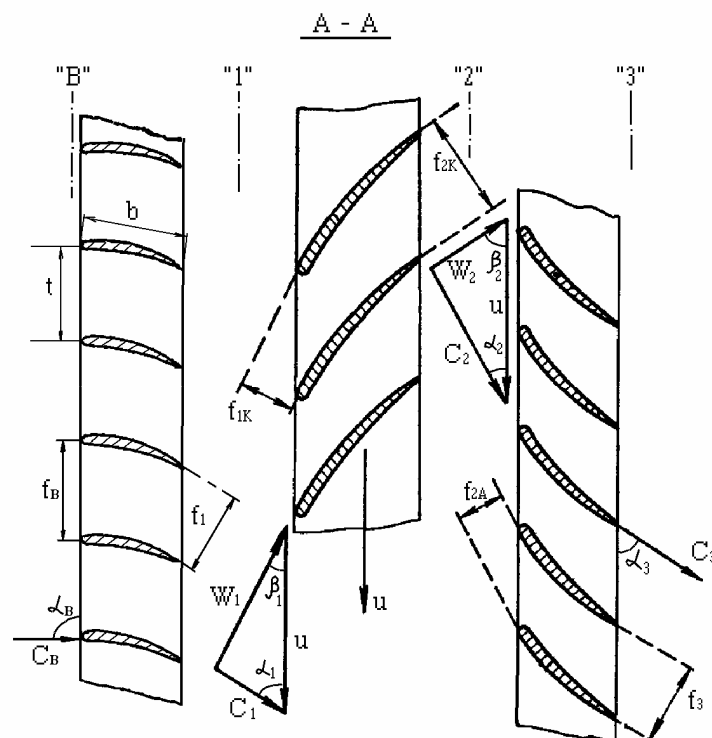


Рис. 2.3. Схема течения воздуха в решетках ступени осевого компрессора с входным направляющим аппаратом

2.1.2.2. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗА ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ ЧЕРЕЗ МЕЖЛОПАТОЧНЫЕ КАНАЛЫ

Из анализа содержания рисунка 3 видно, что угол входа в межлопаточные каналы ВНА больше чем угол выхода ($\alpha_B > \alpha_1$). Поэтому с учетом (2) можно записать: $f_B > f_1$. Отсюда можно сделать вывод, что площадь межлопаточных каналов ВНА по мере движения воздуха уменьшается, т.е канал сужающийся. Поэтому скорость движения воздуха согласно уравнению неразрывности будет возрастать ($C_1 > C_B$), а давление согласно уравнению Бернулли — падать ($p_1 < p_B$). Если давление в канале ВНА снижается, то согласно уравнению состояния газа температура воздуха будет снижаться ($T_1 < T_B$).

Применим аналогичные рассуждения к рабочему колесу:

$\beta_2 > \beta_1 \rightarrow f_{2K} > f_{1K}$ (канал расширяющийся) $\rightarrow W_2 < W_1 \rightarrow p_2 > p_1 \rightarrow T_2 > T_1$; (при этом $C_2 > C_1$)

... и к направляющему аппарату:

$\alpha_3 > \alpha_2 \rightarrow f_3 > f_{2A}$ (канал расширяющийся) $\rightarrow C_3 < C_2 \rightarrow p_3 > p_2 \rightarrow T_3 > T_2$;

Из выше сказанного можно сделать выводы:

1) В ВНА происходит падение давления, снижение температуры воздуха и закрутка потока по направлению вращения рабочего колеса.

2) В РК происходит рост давления, рост температуры, рост абсолютной скорости воздуха.

3) В НА происходит рост давления, рост температуры и снижение абсолютной скорости воздуха.

При этом абсолютная скорость на входе и выходе из ступени приблизительно равны ($C_1 \approx C_3$).

Изменение параметров воздуха при прохождении через ВНА и ступень компрессора показаны на рисунке 2.4.

Из сказанного выше можно сделать вывод, что в ступени осевого компрессора происходит повышение давления воздуха. Рост давления объясняется разностью площадей межлопаточных каналов на входе и выходе, а значит и разностью углов входа и выхода. Поэтому можно сказать, что поток воздуха, перемещаясь по межлопаточным каналам, поворачивается на некоторый угол, равный разности между углом входа и углом выхода. Этот угол называется углом поворота потока. Угол поворота потока в межлопаточных каналах НА и РК не может превышать $30 \div 35^\circ$, иначе инерционные силы вызывают отрыв потока от стенок канала и рост потерь энергии. Следовательно, если угол поворота потока ограничен, то ограничена также степень повышения давления в ступени осевого компрессора. У существующих компрессоров степень повышения давления в ступени составляет $\pi_{ст}^* = 1,2 \div 1,35$.

Для получения больших значений π_k^* в осевых компрессорах устанавливают несколько ступеней. Например, компрессор двигателя ТВ2-117 содержит 10 ступеней.

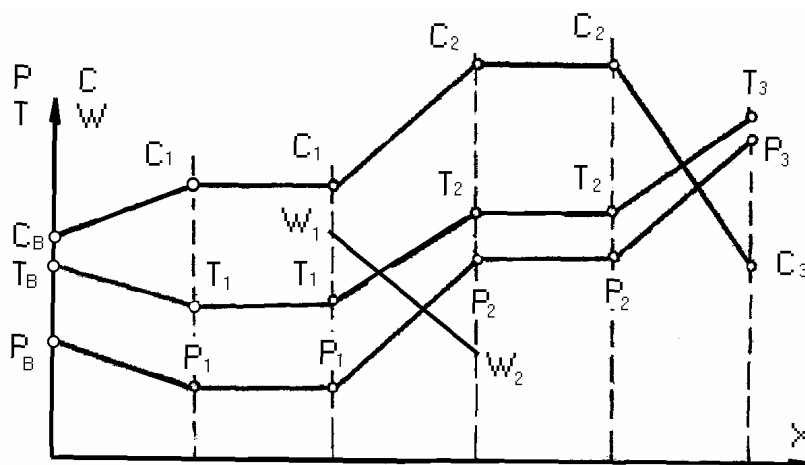


Рис. 2.4. Изменение параметров воздуха в ВНА и ступени осевого компрессора

2.1.2.3. УГОЛ АТАКИ И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Углом атаки (i) называется угол между касательной к средней линии профиля лопатки в его передней точке и вектором скорости воздуха, обтекающего переднюю кромку лопатки. Воздух может подходить к лопатке, как со стороны корытца, так и со стороны спинки. В первом случае угол атаки будет положительный, во втором – отрицательный. На рисунке рис.2.5.а показано обтекание лопаток рабочего колеса с положительными углами атаки ($i > 0$). Нетрудно заметить, что на рисунке 2.4 углы атаки профилей лопаток равны нулю.

Рассмотрим, как будет изменяться работа рабочего колеса осевого компрессора при увеличении угла атаки.

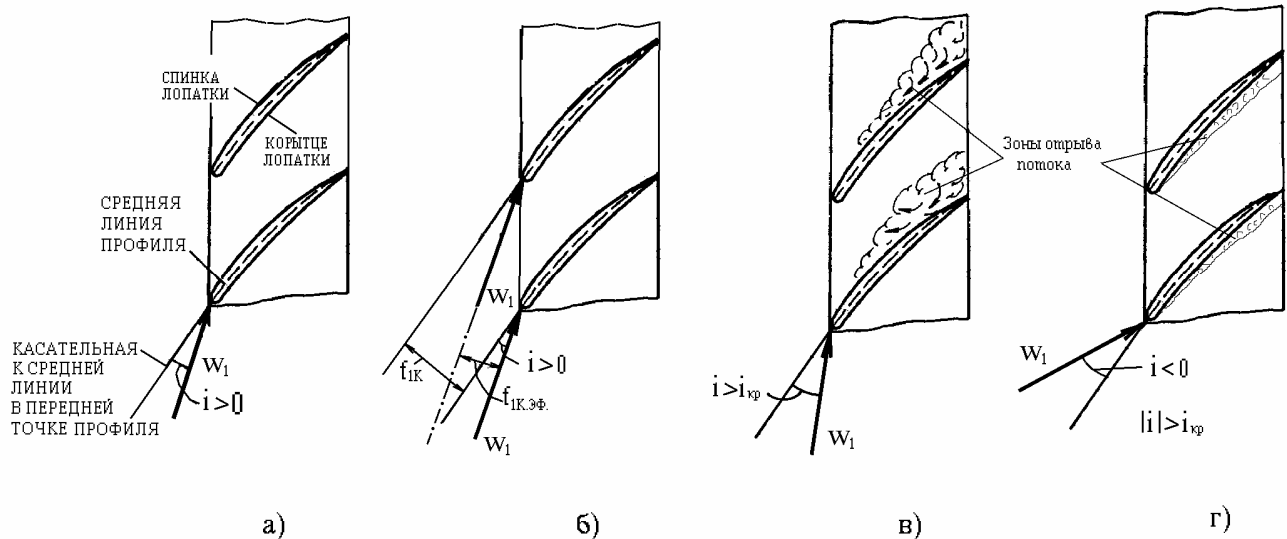


Рис. 2.5. Влияние угла атаки (i) на работу ступени

Как было сказано выше, межлопаточные каналы РК и НА выполнены расширяющимися (диффузорными), поэтому при прохождении через них воздуха происходит рост его давления. Степень расширения (диффузорности) межлопаточных каналов будет определяться не только профилем лопаток, но и положение вектора скорости потока. Как видно из рисунка 5.б, при росте угла атаки ($i \uparrow$) эффективная площадь на входе межлопаточные каналы уменьшается ($f_{\text{ИК.ЭФ}} \downarrow$). Поэтому при увеличении угла атаки первоначально происходит увеличение диффузорности канала и, следовательно, растет степень повышения давления.

Однако при значительном увеличении угла атаки возникает отрыв потока на спинках лопаток (рис.2.5,в). Отрыв уменьшает эффективное выходное сечение и диффузорность межлопаточных каналов, в результате чего торможение потока в них и повышение давления резко снижаются. Угол атаки, при котором происходит отрыв потока, называется критическим углом атаки ($i_{\text{кр}}$). Для существующих компрессоров $i_{\text{кр}} = 8 \div 12^\circ$.

Из сказанного можно сделать вывод: для увеличения степени повышения давления в ступени компрессора угол атаки должен быть отличным от нуля, положительным, но не превышать величину критического. Такие углы атаки имеют место при обтекании лопаток как РК, так и НА и называются расчетными. У существующих компрессоров $i_{\text{расч}} = 4 \div 6^\circ$.

Необходимо отметить, что при положительных углах атаки отрыв потока происходит на спинках лопаток, при этом основной поток центробежными силами прижимается к корытцам, т.е. «уходит» от зоны отрыва (рис.2.5,в). Это способствует распространению зоны отрыва на значительную площадь межлопаточных каналов и резкому падению степени повышения давления ступени.

При отрицательных углах атаки ($i < 0$), когда воздух натекает со стороны корытца, также возможен отрыв потока (рис.2.5.г). Отрыв произойдет, если угол атаки превысит критический, но при $i < 0$ зона отрыва будет располагаться на корытце лопатки. В этом случае основной поток, прижимаясь центробежными силами к корытцу, будет уменьшать размеры зоны отрыва. И, следовательно, падение степени повышения давления ступени будет происходить на меньшую величину, чем при $i > 0$. Из этого следует, что отрыв потока при положительных углах атаки более опасен, чем при отрицательных.

2.1.2.4. УРАВНЕНИЕ СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ВНА И СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА *

Как было сказано выше (см. п.2.1.2.2), при движении газа по межлопаточным каналам происходит изменение параметров газа. Следовательно, происходит преобразование одних видов энергии газа в другие. Рассмотрим эти преобразования, используя уравнение сохранения энергии (см. пособие «Основы теории авиационных турбовальных двигателей (ТВаД)» п.1.3.8).

2.1.2.4.1. ВХОДНОЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Запишем уравнение сохранения энергии в преобразованном виде (формула (29) см. там же) применительно к сечениям ВНА:

$$\frac{C_B^2}{2} + i_B + Q_{ВНА} \pm L_{М.ВНА} = \frac{C_1^2}{2} + i_1. \quad (6)$$

Во входном направляющем аппарате к воздуху не подводится ни тепловая ни механическая работа, т.е. $L_{М.ВНА}=0$ и $Q_{ВНА}=0$. Кроме того, как было показано в п. 2.1.2.2. в ВНА происходит рост скорости потока ($C \uparrow$), падение давления ($p \downarrow$), снижение температуры воздуха ($T \downarrow$). С учетом сказанного можно записать:

$$i_B - i_1 = \frac{C_1^2 - C_B^2}{2}. \quad (7)$$

Так как энтальпия газа $i = p \cdot v + C_v \cdot T$ то, из формулы (7) можно сделать вывод: во входном направляющем аппарате внутренняя энергия газа ($C_v T$) и энергия его давления (pv) преобразуются в кинетическую энергию.

2.1.2.4.2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО

Как было сказано выше, в РК происходит рост давления ($p \uparrow$), рост температуры ($T \uparrow$), рост абсолютной скорости воздуха ($C \uparrow$). При этом к рабочему колесу не подается тепловая энергия ($Q_{РК}=0$), но подводится механическая работа от турбины двигателя т.е. $L_{М.РК}>0$. Запишем уравнение сохранения энергии для рабочего колеса:

$$\frac{C_1^2}{2} + i_1 + Q_{РК} + L_{М.РК} = \frac{C_2^2}{2} + i_2. \quad (8)$$

или:

$$L_{М.РК} = i_2 - i_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}. \quad (9)$$

Из формулы (9) можно сделать вывод: в рабочем колесе подводимая от турбины механическая работа расходуется на увеличение внутреннего энергосодержания воздуха ($p \uparrow, T \uparrow$) и увеличение его кинетической энергии ($C \uparrow$). Поэтому, чем больше механической работы будет подводиться от турбины к РК, тем больше будет повышаться давление воздуха в ступени.

2.1.2.4.3. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

В НА происходит рост давления ($p \uparrow$), рост температуры ($T \uparrow$) и снижение абсолютной скорости воздуха ($C \downarrow$). При этом механическая и тепловая энергия к газу не подводится, т.е. $L_{М.НА}=0$ и $Q_{НА}=0$. Тогда по аналогии с ВНА можно записать:

$$\frac{C_2^2 - C_3^2}{2} = i_3 - i_2. \quad (10)$$

Из формулы (10) можно сделать вывод: в направляющем аппарате компрессора кинетическая энергия воздуха расходуется на увеличение его внутреннего энергосодержания ($p \uparrow, T \uparrow$). Поэтому, чем больше будет кинетическая энергия воздуха на входе в направляющий аппарат, тем больше в нем будет повышаться давление.

Следовательно, для большего повышения давления в каналах НА необходимо сохранить большую скорость движения воздуха в проточной части компрессора. В условиях, когда в ступенях компрессора

происходит рост давления воздуха и, следовательно, понижается его удельный объем, скорость движения воздуха можно сохранить путем снижения площади проточной части компрессора. Снижая площадь проточной части компрессора, добиваются примерного равенства абсолютных скоростей движения воздуха на входе в ступень и на выходе из нее ($C_1 \approx C_3$).

** Приводится без учета гидравлических потерь энергии в ступени.*

2.1.2.5. ГАЗОВЫЕ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

Как видно из рисунка 2.3, воздух, проходя по межлопаточным РК и НА, изменяет направление движения и величину скорости, т.е. движется с ускорением. Кроме того, давление воздуха при прохождении его через РК и НА возрастает. Следовательно, на воздух со стороны лопаток рабочего колеса будет действовать сила $\bar{R}_K$, а со стороны лопаток направляющего аппарата $\bar{R}_A$. Поэтому на лопатки будут действовать противоположные им силы, соответственно $\bar{P}_K$ и $\bar{P}_A$. Наличие этих сил обусловлено ускоренным движением воздуха и перепадом давления (рис.2.6).

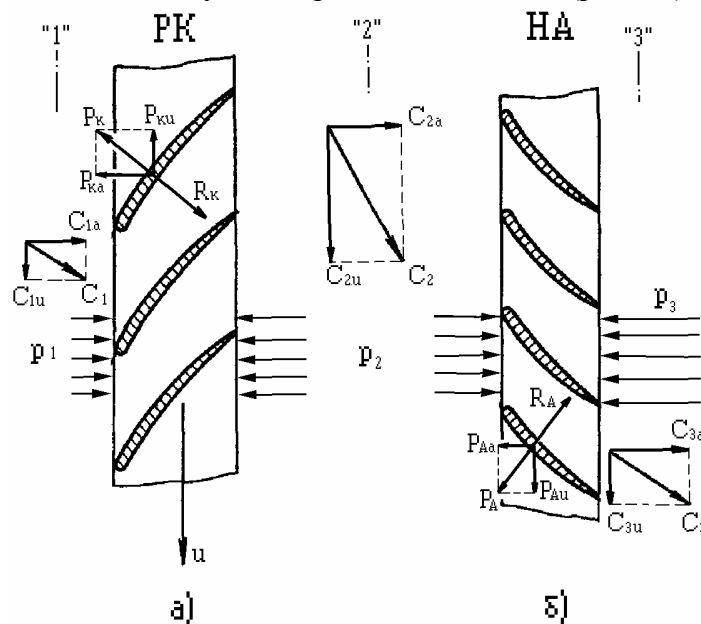


Рис. 2.6. К объяснению сил, с которыми воздух действует на лопатки рабочего колеса (а) и направляющего аппарата (б)

Согласно уравнению Эйлера (см. пособие «Основы теории авиационных турбовальных двигателей (ТВаД)» п.1.3.9.) соответственно для РК и НА можно записать:

$$\bar{P}_K = G \cdot (\bar{C}_2 - \bar{C}_1). \quad (11)$$

$$\bar{P}_A = G \cdot (\bar{C}_3 - \bar{C}_2). \quad (12)$$

Из анализа векторной разности абсолютных скоростей (C) и перепада давления можно сделать вывод, что силы $\bar{P}_K$ и $\bar{P}_A$ будут направлены так, как это показано на рисунке 2.6.

Каждую из этих сил можно разложить на составляющие, направленные по направлению вращения РК и по оси компрессора:

$$\bar{P}_K = \bar{P}_{Ku} + \bar{P}_{Ka}, \quad (13)$$

$$\bar{P}_A = \bar{P}_{Au} + \bar{P}_{Aa}. \quad (14)$$

Силы $\bar{P}_{Ka}$ и $\bar{P}_{Aa}$ являются осевыми составляющими. Они направлены в сторону противоположную движению воздуха или, если привязаться к направлению полета вертолета, — «вперед». Наличие этих сил вызывает нагружение валов и корпусных деталей двигателя силами растяжения.

Сила $\bar{P}_{Au}$ является окружной составляющей, действующей на лопатки направляющего аппарата. Наличие этой силы вызывает нагружение корпусных деталей двигателя крутящим моментом.

Сила $\bar{P}_{Ku}$ является окружной составляющей, действующей на лопатки рабочего колеса. Как видно из рисунка 2.6, сила $\bar{P}_{Ku}$ направлена в сторону, противоположную вращению ротора. Её наличие

вызывает нагружение ротора двигателя крутящим моментом.

Если на каждую из лопаток действует окружная сила $\bar{P}_{Ki}$ и эта сила приложена к лопатке точке отстоящей от оси вращения на расстоянии r_{cp} (рис.2.7), то суммарную величину крутящего момента, необходимого для вращения компрессора можно определить по формуле:

$$M_{кр.к.} = \sum_{i=1}^n P_{Ki} \cdot r_{cp,i}, \quad (15)$$

где n — количество лопаток в компрессоре двигателя.

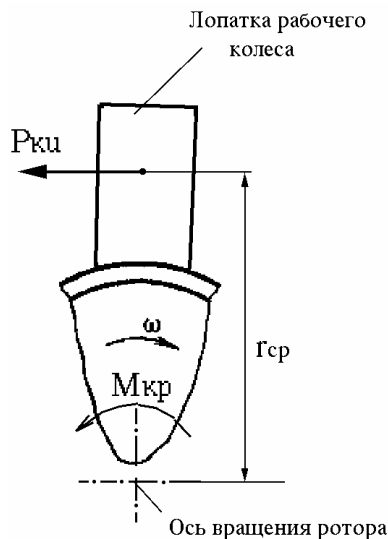


Рис. 2.7. К объяснению нагружения ротора двигателя крутящим моментом (вид по оси двигателя)

ω — угловая скорость вращения ротора

Вращение ротора двигателя возможно, если крутящий момент турбины ($M_{кр.т}$) по абсолютной величине будет равен крутящему моменту компрессора ($M_{кр.т} = M_{кр.к.}$). Поэтому величина $M_{кр.к.}$, рассчитанная по формуле (15) определяет: крутящий момент, необходимый для вращения компрессора, крутящий момент, который необходимо получить на роторе турбины, крутящий момент, которым нагружен вал, соединяющий роторы компрессора и турбины.

2.1.2.6. НАЗНАЧЕНИЕ ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Как было сказано выше (см. п.2.1.2.4), чем больше механической работы будет подведено к рабочему колесу, тем больше будет степень повышения давления воздуха в ступени.

Мощность, необходимая для вращения компрессора N_K с угловой скоростью ω , равна:

$$N_K = M_{кр.к.} \cdot \omega \quad (16)$$

Следовательно, при увеличении угловой скорости вращения ротора ($\omega \uparrow$) мощность, потребляемая компрессором двигателя при его вращении, возрастает ($N_K \uparrow$), возрастает и механическая работа, подводимая к воздуху в ступенях компрессора, а значит, увеличивается степень повышения давления воздуха в ступени. Это объясняется двумя причинами:

— во-первых: с ростом угловой скорости вращения ротора ($\omega \uparrow$) возрастает окружная скорость ($u \uparrow$), возрастает также относительная скорость на входе в межлопаточные каналы рабочего колеса ($W_1 \uparrow$) (см. рис.2.3). Поэтому, воздух, входя в межлопаточные каналы рабочего колеса, обладает большей кинетической энергией, которая при движении воздуха по расширяющимся каналам преобразуется в энергию давления и внутреннюю энергию;

— во-вторых: с ростом угловой скорости вращения ротора ($\omega \uparrow$) и окружной скорости ($u \uparrow$), возрастает абсолютная скорость воздуха на входе в НА ($C_2 \uparrow$), т.е. растет его кинетическая энергия, которая в расширяющихся каналах направляющего аппарата также преобразуется в энергию давления и внутреннюю энергию.

Таким образом, при увеличении угловой скорости вращения ротора происходит увеличение

давления воздуха в межлопаточных каналах и РК и НА. Причем, так как рабочие колеса всех ступеней компрессора вращаются с одной угловой скоростью, то рост степени повышения давления будет происходить во всех ступенях одновременно.

Одновременно с увеличением угловой скорости вращения ротора необходимо сохранить расчетную величину угла атаки лопаток ($i_{расч}$), он должен быть равен $4 \div 6^\circ$ (см. п.2.1.2.3). Чтобы выполнить эти два условия ($\omega \uparrow, i = \text{const}$), необходимо ввести предварительную закрутку потока по направлению вращения ротора перед входом его в рабочее колесо. Для рабочих колес 2-й и последующих ступеней этого можно добиться профилированием межлопаточных каналов РК и НА. На рисунке 2.3 видно, что вектор скорости C_3 не параллелен оси компрессора, т.е. на выходе из 1-й ступени и перед входом в РК 2-й ступени поток воздуха имеет необходимую предварительную закрутку.

Чтобы обеспечить предварительную закрутку воздуха по направлению вращения ротора для РК первой ступени перед ней размещается входной направляющий аппарат (ВНА). Конструктивно ВНА выполнен как кольцевой ряд неподвижных лопаток, с конфузорными (сужающимися) межлопаточными каналами. Поэтому в ВНА происходит некоторое падение давления воздуха (см. п.2.1.2.2). Однако, предварительная закрутка потока воздуха, которая создается ВНА, позволяет увеличить угловую скорость вращения всего ротора и степень повышения давления во всех ступенях компрессора.

На рисунке 2.8 видно, что при отсутствии ВНА нет предварительной закрутки потока и вектор абсолютной скорости (C_1) направлен по оси компрессора. При наличии ВНА вектор C_1 отклонен в сторону вращения ротора. Сравнив два треугольника скоростей можно сделать вывод: при наличии ВНА величина окружной скорости (u) может быть значительно увеличена, а значит, может быть увеличена механическая работа, подводимая к компрессору, при этом положение вектора относительной скорости (W_1) будет неизменным. Следовательно, при установке ВНА для РК 1-й ступени выполнены оба условия: увеличена угловая скорость вращения ротора и сохранены оптимальные углы атаки.

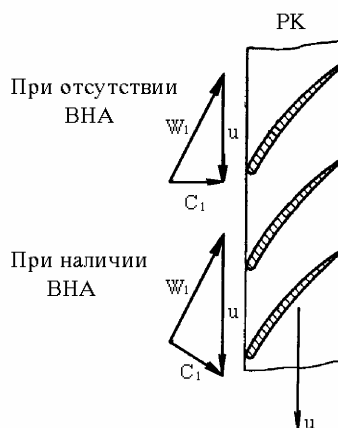


Рис. 2.8. К объяснению влияния ВНА на работу рабочего колеса первой ступени

2.1.2.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА*

При прохождении воздуха через межлопаточные каналы РК и НА часть его энергии затрачивается на торможение потока в пограничном слое и образование вихрей. Эта часть энергии называется гидравлическими потерями в ступени.

Гидравлические потери условно делят на следующие виды:

— профильные, связанные с образованием пограничных слоев на лопатках РК и НА (рис.2.9,а);

*Рассмотрены только те потери, которые имеются при движении воздуха с дозвуковыми скоростями.

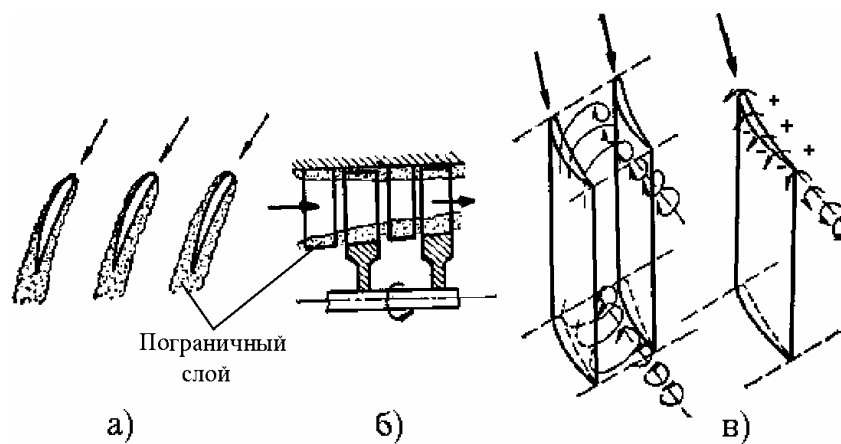


Рис. 2.9. Виды гидравлических потерь в ступени осевого компрессора:

а) — профильные; б) — концевые; в) — вторичные

— концевые, связанные с образованием пограничных слоев на стенках, ограничивающих проточную часть ступени по высоте лопаток (рис.2.9,б);

— вторичные, связанные с возникновением поперечных парных вихрей в межлопаточных каналах РК и НА, а также с перетеканием воздуха через радиальный зазор между лопаткой и корпусом (рис.2.9,в).

Последний вид потерь обусловлен тем, что давление на выпуклой стороне лопаток (на спинке) меньше, чем на вогнутой (на корытце). Эта разность давлений приводит к перетеканию воздуха с последующим образованием вихрей. Одна пара вихрей образуется в межлопаточных каналах. Движение воздуха по такой траектории объясняется тем, что на концевых и корневых участках лопаток имеется заторможенный пограничный слой, и воздух с повышенным давлением с корытца средней части через зоны пограничного слоя перетекает к спинке рядом расположенной лопатки. Другой вихрь образуется из-за перетекания воздуха через зазор между лопаткой и корпусом компрессора.

Энергия гидравлических потерь в ступени ($L_{тр.ст}$) частично сохраняется в виде вихревых движений воздуха, частично преобразуется в тепловую энергию, которая подводится к потоку. Из-за того, что часть потерь преобразуется в тепловую энергию, происходит дополнительный нагрев воздуха. Из термодинамики известно, что чем больше температура воздуха, тем больше необходима работа для его сжатия. Поэтому для сжатия нагретого воздуха к компрессору необходимо подвести дополнительную механическую работу. Эта дополнительная работа необходимая для сжатия воздуха, температура которого повысилась из-за наличия гидравлических потерь, называется тепловым сопротивлением ($\Delta L_{тр.ст}$). Для ступеней существующих компрессоров $\Delta L_{тр.ст} = 0,06 \cdot L_{тр.ст}$.

Для снижения профильных потерь необходимо снижать шероховатость поверхности лопаток компрессора, изготавливать лопатки минимально возможной толщины.

Опасность концевых потерь состоит в том, что помимо затрат энергии на образования пограничного слоя, наличие этого слоя снижает эффективное проходное сечение проточной части компрессора. Поэтому снижается эффективность работы тех частей межлопаточных каналов, которые близко расположены к ротору и наружному корпусу. Причем наибольшие потери имеют место на последних ступенях компрессора, так как на этих ступенях максимальная толщина пограничного слоя и минимальная высота лопаток.

Для снижения концевых потерь необходимо снижать шероховатость поверхности деталей, ограничивающих проточную часть компрессора. Кроме того, для сохранения эффективности работы последних ступеней необходимо увеличивать высоту их лопаток (высота лопаток последней ступени должна быть не менее $15 \div 20$ мм). У существующих компрессоров, имеющих увеличенную высоту лопаток последних ступеней, площадь проточной части компрессора в районе последних ступеней завышена. Вследствие этого абсолютная скорость воздуха на выходе из компрессора несколько меньше чем на входе.

Для снижения вторичных потерь необходимо уменьшить расстояние между лопатками. Выполнение соотношения $\frac{b}{t} = 1,5 \div 2$ (см. п.2.1.2.1) позволяет значительно снизить потери от вихреобразования в межлопаточных каналах. Для снижения перетекания воздуха через зазор между лопаткой и корпусом компрессора необходимо уменьшить величину этого зазора. У существующих двигателей величина этого зазора составляет 0,4 мм и менее.

2.1.2.8. КПД СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Отношение полезной работы к затраченной характеризует гидравлическое совершенство ступени и называется КПД ступени ($\eta_{ст}$).

Полезная работа в ступени компрессора направлена на повышение давления воздуха и проталкивание его по проточной части ступени. Такая работа, как было сказано выше*, называется «политропическая работа движущегося газа» ($L_{пол.ст}$). Если при протекании воздуха через ступень не происходит потерь энергии, то к воздуху не подводится образовавшееся вследствие этого тепло. Такой процесс сжатия воздуха является адиабатным. Работа по сжатию и проталкиванию воздуха при отсутствии потерь называется «адиабатная работа движущегося газа». Именно эта работа и является полезной для ступени компрессора ($L_{ад.ст}$).

Политропическая ($L_{пол.ст}$) и адиабатная работы движущегося газа ($L_{ад.ст}$) связаны соотношением:

$$L_{пол.ст.} = L_{ад.ст.} + \Delta L_{тр.ст.} \quad (17)$$

Процессы, происходящие в ступени компрессора можно отобразить графически (рис.2.10). На рисунке 2.10 точка «1» соответствует параметрам воздуха на входе в ступень (см. сечение 1 на рис.2.2, 2.3), точка «2» — в сечении между РК и НА, точка «3» — на выходе из ступени. В процессе сжатия воздуха в ступени его давление возрастает ($p \uparrow$), удельный объем уменьшается ($v \downarrow$). Если бы сжатие происходило без подвода тепла, параметры воздуха изменялись бы по графику 1-2-3-ад. В этом случае процесс сжатия был бы адиабатным и работа сжатия движущегося газа ($L_{ад.ст}$) была бы эквивалентна площади фигуры 1-3-ад-в-а. Из-за наличия гидравлических потерь к воздуху подводится тепловая энергия, потому параметры воздуха будут изменяться по графику 1-2-3. Вследствие этого работа сжатия воздуха возрастает на величину теплового сопротивления ($\Delta L_{тр.ст}$). Величина $\Delta L_{тр.ст}$ эквивалентна площади криволинейного треугольника 1-3-ад.-3. Значит, политропическая работа сжатия движущегося газа будет эквивалентна площади фигуры 1-3-в-а

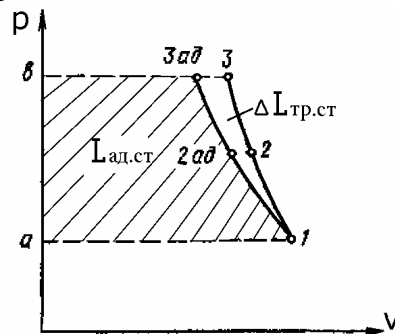


Рис. 2.10. Диаграмма процесса сжатия воздуха в ступени компрессора

*См. пособие «Основы теории авиационных турбовальных двигателей» п.1.3.10.

Тогда с учетом (17) и (18) можно записать:

Затраченная работа равняется сумме политропической работы сжатия движущегося газа и суммарных гидравлических потерь энергии:

$$L_{пол.ст.} + L_{тр.ст.} = L_{ад.ст.} + \Delta L_{тр.ст.} + L_{тр.ст.} \quad (18)$$

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ад.ст.}}{L_{пол.ст.} + L_{тр.ст.}} = \frac{L_{ад.ст.}}{L_{ад.ст.} + \Delta L_{тр.ст.} + L_{тр.ст.}} \quad (19)$$

Если предположить что $C_1=C_3$, т.е. в ступени не происходит роста кинетической энергии воздуха, то подводимая к ступени механическая работа будет расходоваться на повышение давления воздуха, проталкивание его по каналам и на компенсацию гидравлических потерь. В этом случае затраченной работой и будет подводимая к ступени механическая работа. Так как к ступени механическая работа подается только к рабочему колесу, то КПД ступени приближенно можно рассчитать по формуле:

$$\eta_{ст} = \frac{L_{ад.ст.}}{L_{м.рк.}} \quad (20)$$

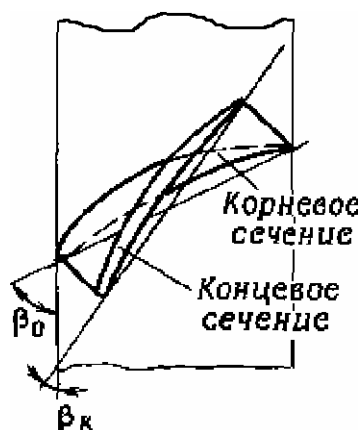
Для ступеней существующих компрессоров $\eta_{ст.}=0,82 \div 0,92$.

2.1.2.9. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ПО ВЫСОТЕ

При проектировании осевой ступени стремятся обеспечить высокий КПД при заданной степени повышения давления $\pi_{ст}$. Этого можно достичь при выполнении по высоте лопаток следующих условий:

- поддержание одинакового и оптимального угла атаки по высоте лопатки ($i_{расч}$);
- поддержание одинакового значения энергии струек воздуха;
- обеспечение радиального равновесия струек воздуха.

Для выполнения первого условия лопатки ступени компрессора выполняются закрученными по длине. Угол закрутки лопатки, равный разности между углами установки профилей в корневом β_0 и концевом β_k (рис.2.11) сечениях, составляет 20—30°.



**Рис. 2.11. К объяснению закрутки лопатки по длине
(вид на лопатку со стороны торца)**

Согласно второму условию подвод работы к каждой струйке воздуха по высоте лопатки должен быть одинаковым. В противном случае между струйками будет происходить энергообмен, сопровождающийся вихреобразованием (дополнительными гидравлическими потерями).

Суть третьего условия сводится к следующему. При протекании через межлопаточные каналы воздух получает закрутку, в результате чего возникают центробежные силы, стремящиеся переместить струйки воздуха в радиальном направлении, то есть от втулочного сечения лопаток к периферийному. Для недопущения радиального перемещения воздуха необходимо обеспечить в каждой струйке по высоте лопатки радиальное равновесие центробежных сил и сил давления. Необходимый характер изменения давления по высоте лопатки обеспечивается противоположным по знаку характером изменения абсолютной скорости. Давление воздуха при наличии его закрутки должно по высоте лопатки возрастать за счет уменьшения абсолютной скорости.

Учет приведенных выше условий при проектировании лопаток позволит рассчитать треугольники скоростей, а значит, углы установки и степени изгиба (кривизну) профиля лопатки по высоте, то есть выполнить профилирование лопаток ступени.

2.1.3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ

2.1.3.1. СХЕМЫ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

В одной ступени осевого компрессора сжатие воздуха небольшое ($\pi_{ст}=1,2 \div 1,35$) (см. п.2.1.2.2). Для получения необходимой степени повышения давления воздуха компрессоры выполняются многоступенчатыми (рис.2.12).

Длина лопаток РК и НА многоступенчатого компрессора по проточной части уменьшается. Если бы длина лопаток всех ступеней была одинаковой, то по мере сжатия воздуха скорость его движения резко уменьшалась. Как уже отмечалось (см. п.2.1.2.4), при малых скоростях движения воздуха снижается степень повышения давления в ступени. Поэтому для получения высокой напорности ступеней необходимо, чтобы осевая скорость потока была большой по всей длине компрессора. Это может быть обеспечено только уменьшением длины лопаток, следовательно, площадь проходного сечения проточной части на входе в компрессор (F_B) должна быть больше площади на выходе из компрессора площади (F_K).

При этом необходимо учитывать, что при уменьшении длины лопаток возрастают концевые и вторичные потери, в особенности потери, связанные с перетеканием воздуха через радиальный зазор. Поэтому длина лопаток меньше $30 \div 40$ мм не допускается. Такое условие в современных компрессорах удается выполнить только при уменьшающейся по длине компрессора осевой скорости. Отношение осевых скоростей на выходе из компрессора (C_{Ka}) к его скорости на входе в компрессор (C_{Ba}) принимается $0,5 \div 0,6$ *

Уменьшение поперечного сечения проточной части компрессора может осуществляться:

- при постоянном внешнем диаметре корпуса компрессора (D_K) и увеличивающемся внутреннем диаметре (диаметре втулки) ($D_{вт}$) (рис.2.12,а);
- при постоянном диаметре втулки и уменьшающемся диаметре корпуса (рис.2.12,б);
- при увеличивающемся диаметре втулки, уменьшающемся диаметре корпуса и постоянном среднем диаметре (рис. 2.12,в).

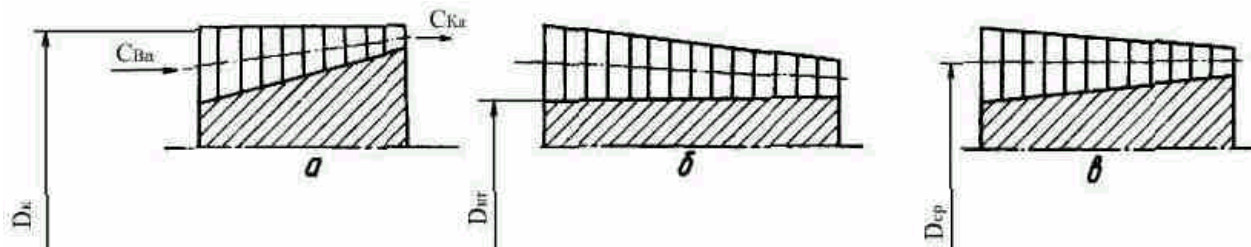


Рис. 2.12. Возможные формы проточной части многоступенчатого осевого компрессора:

а — $D_K = \text{const}$; б — $D_{вт} = \text{const}$; в — $D_{ср} = \text{const}$

Наибольшее распространение получила первая схема (рис.2.12,а), так как она обеспечивает получение более высоких значений $\pi_{ст}$ всех ступеней. Это объясняется следующим. Как было сказано ранее (см. п.2.1.2.6), с ростом окружной скорости движения лопаток РК увеличивается работа, подводимая к воздуху, возрастает степень повышения давления. При выполнении компрессора с постоянным диаметром корпуса (рис.2.12,а) окружная скорость лопаток РК от ступени к ступени возрастает, т.к. возрастает расстояние от лопатки до оси вращения ротора. Следовательно, увеличивается степень сжатия воздуха в компрессоре. В результате этого число ступеней можно сделать меньше. Именно по такой схеме выполнен компрессор двигателя ТВ2-117.

*Для двигателя ТВ2-117 $\frac{C_{Ka}}{C_{Ba}} = 0,7 \div 0,75$.

2.1.3.2. СТЕПЕНЬ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ КОМПРЕССОРЕ

В многоступенчатом осевом компрессоре воздух последовательно сжимается в каждой ступени**. Обозначим давления за ступенями— $p_a, p_b, p_c \dots p_m, p_n, p_k$. Соответственно: p_a — давление за первой ступенью, p_b — давление за второй и.т.д. p_n — давление за предпоследней ступенью. Давление воздуха на входе в компрессор— p_6 , на выходе— p_k . Запишем выражения степеней повышения давления для ступеней начиная с первой:

$$\pi_{cm.1} = \frac{p_a}{p_6}, \pi_{cm.2} = \frac{p_b}{p_a}, \dots, \pi_{cm.z-1} = \frac{p_n}{p_m}, \pi_{cm.z} = \frac{p_k}{p_n},$$

где z — число ступеней в компрессоре.

**** При наличии в компрессоре ВНА необходимо учитывать, что при прохождении через него давление воздуха несколько снижается (см. п.2.1.2.2).**

Перемножим правые части этих выражений:

$$\pi_k = \frac{p_a}{p_6} \cdot \frac{p_b}{p_a} \cdot \dots \cdot \frac{p_n}{p_m} \cdot \frac{p_k}{p_n}. \quad (21)$$

Произведя сокращения в правой части равенства, получим:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_6}. \quad (22)$$

следовательно:

$$\pi_k = \pi_{cm.1} \cdot \pi_{cm.2} \cdot \dots \cdot \pi_{cm.z-1} \cdot \pi_{cm.z}. \quad (23)$$

Для оценки степени повышения давления компрессора часто используют величину $\pi_k^* = \frac{p_k^*}{p_6^*}$, определяемую по параметрам заторможенного потока. Выражение π_k^* через $\pi_{ст}^*$ записывается аналогично выражению (23):

$$\pi_k^* = \pi_{cm.1}^* \cdot \pi_{cm.2}^* \cdot \dots \cdot \pi_{cm.z-1}^* \cdot \pi_{cm.z}^*. \quad (24)$$

Т.е. независимо от того, выражается ли степень повышения давления компрессора через статические или полные значения давлений воздуха, она равна произведению степеней повышения давления всех его ступеней.

2.1.3.3. РАБОТА КОМПРЕССОРА

Запишем уравнение сохранения энергии применительно к осевому компрессору ГТД, с учетом энергии гидравлических потерь:

$$\frac{C_B^2}{2} + i_B + Q_K \pm L_{M.K} + L_{mp.k} = \frac{C_K^2}{2} + i_K. \quad (25)$$

В компрессоре двигателя к воздуху не подводится тепловая энергия т.е. $Q_K=0$, при этом от турбины подводится механическая работа, необходимая для вращения ротора т.е. $L_{M.K}>0$. Кроме того (см. п.2.1.2.2), в ступенях компрессора происходит рост давления ($p \uparrow$), температуры воздуха ($T \uparrow$) и падение скорости потока ($C \downarrow$). С учетом сказанного можно записать:

$$L_{M.K} = i_K - i_B + L_{mp.k} + \frac{C_K^2 - C_B^2}{2}. \quad (26)$$

Из выражения (26) можно сделать вывод: в компрессоре подводимая от турбины механическая работа расходуется на увеличение внутреннего энергосодержания воздуха ($p \uparrow, T \uparrow$), компенсацию гидравлических потерь энергии и изменение кинетической энергии воздуха. Поэтому, чем больше механической работы будет подводиться от турбины к компрессору, и чем меньше будет величина гидравлических потерь, тем больше будет степень повышения давления воздуха в компрессоре.

2.1.3.4. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОМПРЕССОРА

По аналогии со ступенью (см. п.2.1.2.8) можно сказать, что КПД компрессора будет называться отношение полезной работы к затраченной. Полезной работой, по аналогии со ступенью, называется работа, направленная на повышение давления воздуха и проталкивание его по каналу проточной части. Эта работа называется адиабатической работой сжатия в компрессоре движущегося воздуха (Лад.к). В зависимости от того, какую работу считают затраченной, различают эффективный и адиабатический КПД компрессора.

2.1.3.4.1. ЭФФЕКТИВНЫЙ КПД КОМПРЕССОРА

Эффективным КПД компрессора ($\eta_{э.к}$) называется отношение (полезной) адиабатической работы сжатия (Лад.к), к механической (затраченной) работе, подведенной к компрессору от турбины (L_{м.к}):

$$\eta_{э.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{м.к}}. \quad (27)$$

Эффективный КПД компрессора показывает, какая доля подведенной к компрессору работы преобразуется в полезную работу сжатия.

2.1.3.4.2. АДИАБАТИЧЕСКИЙ КПД КОМПРЕССОРА

Адиабатическим КПД компрессора ($\eta_{ад.к}$) называется отношение адиабатической (полезной) работы сжатия (Лад.к), к сумме политропической работы сжатия (L_{пол.к}) и работы, затрачиваемой на преодоление гидравлических потерь энергии в компрессоре (L_{тр.к}):

$$\eta_{ад.к} = \frac{L_{ад.к}}{L_{пол.к} + L_{тр.к}}. \quad (28)$$

Адиабатический КПД показывает, какую долю работы от израсходованной на сжатие воздуха и преодоление гидравлических потерь составляет полезная (адиабатическая) работа сжатия.

Адиабатический КПД зависит от величины гидравлических потерь в компрессоре, т. е. он характеризует гидравлическое совершенство проточной части компрессора.

Для осевых компрессоров существующих двигателей $\eta_{ад.к}=0,86 \div 0,87$. Величина эффективного КПД несколько больше чем адиабатического.

2.1.3.4.3. КПД КОМПРЕССОРА

При расчетах компрессора удобнее использовать полные параметры воздуха (p^* , T^*). Поэтому легче определить адиабатическую работу сжатия в компрессоре движущегося воздуха применительно к этим параметрам (Лад.к*). Отношение адиабатической работы сжатия по полным параметрам воздуха (Лад.к*), к механической (затраченной) работе, подведенной к компрессору от турбины (L_{м.к}) называется КПД компрессора ($\eta_{к}^*$):

$$\eta_{к}^* = \frac{L_{ад.к}^*}{L_{м.к}}. \quad (29)$$

У существующих осевых компрессоров $\eta_{к}^*=0,8 \div 0,85$

2.1.3.5. ПОДОБИЕ ТЕЧЕНИЯ ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРЕ

Подобными режимами будут такие, при которых в геометрически подобных компрессорах отношения скоростей, давлений и температур в сходственных точках будут одинаковыми. Это означает, что поля скоростей, давлений и температур в сходственных сечениях на подобных режимах будут подобными.

Применительно к одному компрессору можно рассматривать подобие в режимах его работы. Подобными режимами работы одного компрессора называются такие режимы, при которых отношения давлений, температур, скоростей в произвольных сечениях на одном режиме равны отношениям этих же параметров в этом же сечении на другом режиме. Например, отношение давления за компрессором к давлению перед компрессором на одном режиме равно отношению этих давлений другому режиму. Следовательно, на подобных режимах все относительные параметры данного компрессора оказываются одинаковыми. Поэтому треугольники скоростей на подобных режимах будут подобны, следовательно, углы атаки лопаток компрессора на подобных режимах будут одинаковыми.

2.1.3.6. ПРИВЕДЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

2.1.3.6.1. ПРИВЕДЕННАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ($n_{пр}$)

В результате рассмотрения условий подобия режимов работы компрессора можно сделать вывод, что один режим работы компрессора будет подобен другому, если отношение скорости воздуха в произвольном сечении компрессора к скорости распространения звука (a) в этом же сечении на обоих режимах будут равны. Так как треугольники скоростей на подобных режимах подобны, равенство отношений (скорость воздуха / скорость звука) будет выполняться для любой скорости, составляющей треугольник скоростей. Для дальнейших рассуждений выберем окружную скорость (u).

Будем рассматривать два подобных режима: один режим соответствует работе компрессора двигателя на земле ($H=0$), второй — произвольный ($H \neq 0$). Для двух рассматриваемых нами подобных режимов можно записать:

$$\frac{u}{a} = \frac{u_{H=0}}{a_{H=0}}, \quad (30)$$

Так как окружная скорость однозначно зависит от частоты вращения ротора (n), поэтому можно записать:

$$\frac{n}{a} = \frac{n_{H=0}}{a_{H=0}}. \quad (31)$$

Из термодинамики известно, что скорость звука в газе может быть определена по формуле:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}, \quad (32)$$

где κ — показатель адиабаты;

R — газовая постоянная.

Тогда с учетом (31) и (32) можно записать:

$$\frac{n}{\sqrt{T}} = \frac{n_{H=0}}{\sqrt{T_{H=0}}}. \quad (33)$$

Аналогично рассуждая можно сделать вывод, что выражение (33) справедливо и в том случае, если вместо статической температуры (T) взять температуру заторможенного потока (T^*). Поэтому можно записать:

$$\frac{n}{\sqrt{T^*}} = \frac{n_{H=0}}{\sqrt{T_{H=0}^*}}. \quad (34)$$

При рассмотрении подобия реальных режимов работы компрессора выбирают сечение на входе в компрессор (сечение «В»). Температура в сечении «В» для стандартной атмосферы при $H=0$ равна 288 К. Тогда можно сказать, что если компрессор работает с частотой вращения n и воздух на входе в компрессор имеет температуру T_B^* , то его режим будет подобен режиму при $T_B^*=288$ К и частоте вращения ротора равной $n \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}$. Эта частота вращения ротора называется приведенной ($n_{пр}$):

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}. \quad (35)$$

Нетрудно заметить, что при $T_B^*=288$ К фактическая частота вращения ротора равна приведенной ($n=n_{np}$). Следовательно, с помощью формулы (35) фактический режим работы компрессора можно привести к условиям его работы при стандартных атмосферных условиях при $H=0$.

2.1.3.6.2. ПРИВЕДЕННЫЙ РАСХОД ВОЗДУХА ($G_{в.пр}$)

Рассматривая условия подобия режимов работы компрессора, исходя из подобия треугольников на подобных режимах, можно записать формулу аналогичную (30), подставив в нее вместо окружной скорости осевую составляющую абсолютной скорости. Тогда с учетом (32) можно записать:

$$\frac{C_a}{\sqrt{T}} = \frac{C_{a,H=0}}{\sqrt{T_{H=0}}}, \quad (36)$$

, где C_a и $C_{a,H=0}$ — осевая составляющая абсолютной скорости воздуха (см. рис.2.6) в выбранном сечении на подобных режимах при $H \neq 0$ и $H=0$.

Учитывая, что мы рассматриваем процессы, происходящие в одном сечении, можно сказать, что площадь проходного сечения не зависит от режима работы и является постоянной ($F=\text{const}$). Кроме того, произведение плотности воздуха (ρ) на его удельный объем (v) всегда будет равно единице ($\rho \cdot v = 1$). Тогда с сохранение равенства можно умножить правую и левую части выражения (36) на величину $F \cdot \rho \cdot v$:

$$\frac{C \cdot F \cdot \rho \cdot v}{\sqrt{T}} = \frac{C_{a,H=0} \cdot F \cdot \rho_{H=0} \cdot v_{H=0}}{\sqrt{T_{H=0}}}. \quad (37)$$

Но величина $C_a \cdot F \cdot \rho$ есть расход воздуха G_B . С учетом этого можно записать:

$$\frac{G_B \cdot v}{\sqrt{T}} = \frac{G_{B,H=0} \cdot v_{H=0}}{\sqrt{T_{H=0}}}, \quad (38)$$

Согласно уравнению состояния газа: $v = \frac{R \cdot T}{p}$. Тогда:

$$\frac{G_B \cdot \sqrt{T}}{p} = \frac{G_{B,H=0} \cdot \sqrt{T_{H=0}}}{p_{H=0}}, \quad (39)$$

При рассмотрении подобия реальных режимов работы, по аналогии с n_{np} , выбирается сечение на входе в компрессор (сечение «В»). Параметры воздуха, соответствующие стандартной атмосфере на высоте равной нулю, равны: $p_{H=0}=101300$ Па и $T_{H=0}=288$ К. Применяв вместо статических параметров параметры заторможенного потока, можно записать:

$$G_{B,np} = G_B \cdot \frac{101300}{p_B^*} \cdot \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}. \quad (40)$$

Из анализа формулы (40) можно сказать, что если компрессор работает с расходом воздуха G_B и воздух на входе в компрессор имеет температуру T_B^* и давление p_B^* , то его режим будет подобен режиму при $T_B^*=288$ К и $p_B^*=101300$ Па в том случае, если расход воздуха равен

$G_B \cdot \frac{101300}{p_B^*} \cdot \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}$. Этот расход воздуха и будет называться приведенным ($G_{в.пр}$):

Нетрудно заметить, что при $H=0$, фактическая частота вращения ротора равна приведенной ($n=n_{np}$) и фактический расход воздуха равен приведенному ($G_{в.}=G_{в.пр}$). Следовательно, с помощью формул (35) и (40) фактический режим работы компрессора можно привести к условиям его работы при стандартных атмосферных условиях для $H=0$.

Использование приведенных параметров работы компрессора позволяет значительно упростить расчеты. Компрессор рассчитывается применительно к работе на земле, а затем, используя формулы приведения, его параметры можно пересчитать для любой высоты полета.

Сделаем необходимые практические выводы из формул приведения: если на двух различных режимах работы компрессора величины n_{np} и $G_{в.пр}$ равны и на одном из режимов углы атаки лопаток равны критическим ($i=i_{кр}$), то углы атаки лопаток на другом режиме тоже будут равны критическим.

Поэтому для рассмотрения процесса обтекания лопаток компрессора (изменения угла атаки) при изменении режима его работы необходимо принимать во внимание изменение не абсолютных, а приведенных параметров.

У осевых компрессоров величины $n_{пр}$ и $G_{в.пр}$ взаимосвязаны: с увеличением $n_{пр}$ возрастает и $G_{в.пр}$.

2.1.4. НЕУСТОЙЧИВАЯ РАБОТА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

2.1.4.1. ПРИЧИНЫ НЕУСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Межлопаточные каналы всех ступеней компрессора профилируются исходя из расчетного режима работы, который характеризуется определенной расчетной приведенной частотой вращения ротора ($n_{пр.расч}$), степенью повышения давления воздуха в каждой ступени ($\pi_{ст}$) и в компрессоре в целом (π_k) и соответствующим приведенным расходом воздуха через каждую ступень ($G_{в.пр.расч}$). При расчетном режиме работы компрессора углы атаки всех лопаток во всех сечениях соответствуют $i_{расч}$. Для этого режима работы рассчитываются площади проходных сечений, которым соответствуют вполне определенные скорости потока.

В процессе эксплуатации двигателя компрессор работает на различных режимах и при различных атмосферных условиях, не соответствующих расчетным. При работе компрессора на нерасчетном режиме параметры воздуха (давление, температура, скорость и плотность) в сечениях проточной части по сравнению с расчетными изменяются. Проходные сечения, подобранные для расчетного режима, в этом случае не будут соответствовать новым значениям параметров воздушного потока и при изменении углов атаки происходит отрыв потока с образованием зоны завихрения (см. п.2.1.2.3). В результате степень повышения давления компрессора резко снижается. Такой режим работы называется неустойчивым.

Рассмотрим причины неустойчивой работы компрессора. Для упрощения рассуждений примем следующие допущения:

- в компрессоре отсутствует ВНА, т.е. поток на входе в компрессор не имеет предварительной закрутки;
- векторы абсолютной скорости потока на входе во все ступени и на выходе из них параллельны продольной оси компрессора и равны по величине;
- окружные скорости лопаток РК всех ступеней равны;
- профиль лопаток и межлопаточные каналы на всех ступенях одинаковы;
- компрессор работает в стандартной атмосфере при $H=0$, т.е. $n=n_{пр}$ и $G_{в.}=G_{в.пр}$, поэтому вместо приведенных параметров будем анализировать последствия изменения абсолютных величин n и $G_{в.}$.

Исходя из принятых допущений, можно сделать вывод, что и треугольники скоростей на входе в первую и последнюю ступени будут равны.

Рассмотрим причину неустойчивой работы компрессора на примере первой и последней ступеней. На рис.2.13 сплошными линиями показаны треугольники скоростей этих ступеней на расчетном режиме работы компрессора. При изменении частоты вращения ротора компрессора по сравнению с расчетной изменяется степень повышения давления (π_k). Изменение π_k вызывает изменение соотношения плотностей воздуха перед последней (z -й) и первой ступенями, что видно из выражения:

$$\pi_z = \frac{p_z}{p_1} = \left(\frac{\rho_z}{\rho_1} \right)^n, \quad (41)$$

где n — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;

π_z — степень повышения давления воздуха в ступенях, расположенных перед последней ступенью.

На любом установившемся режиме работы компрессора имеет место равенство расходов воздуха через все его ступени, в том числе и через первую и последнюю, то есть

$$G_{B1} = G_{Bz}, \quad (42)$$

где: $G_{B1} = C_1 \cdot \rho_1 \cdot F_1$, $G_{Bz} = C_z \cdot \rho_z \cdot F_z$.

Из выражений (41) и (42) видно, что плотность воздуха перед первой ступенью ρ_1 может изменяться за счет изменения расхода воздуха, а перед последней ступенью — кроме того, еще и вследствие изменения π_k . Таким образом, при изменении режима работы двигателя плотность воздуха перед

последней ступенью изменяется в большей степени, чем перед первой. Посмотрим, как это отразится на характере обтекания лопаток первой и последней ступеней компрессора, например, при уменьшении частоты вращения ротора компрессора ниже расчетного значения. При уменьшении частоты вращения ротора ($n \downarrow$) происходит уменьшение степени повышения давления ($\pi_k \downarrow$) и расхода воздуха ($G_v \downarrow$). Если бы не было влияния π_k на соотношение плотностей $\frac{\rho_z}{\rho_1}$, то вследствие уменьшения расхода воздуха произошло бы уменьшение скоростей C_1 и C_z приблизительно пропорционально уменьшению окружной скорости u (или n) и треугольники скоростей на новом режиме остались бы подобными треугольникам скоростей на расчетном режиме. При этом остались бы неизменными и равными расчетным углы атаки потока на лопатки первой и последней ступеней. С учетом влияния π_k на изменения $\frac{\rho_z}{\rho_1}$ картина «деформации» треугольников скоростей будет выглядеть несколько иначе.

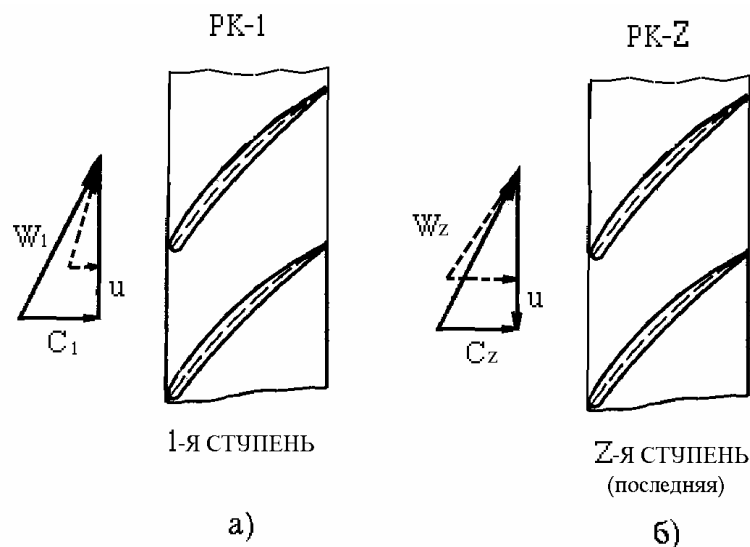


Рис. 2.13. Изменение характера обтекания лопаток РК первой и последней ступеней компрессора при уменьшении частоты вращения ротора

— треугольник скоростей на расчетном режиме работы ($n = n_{расч}$)
 ---- треугольник скоростей на нерасчетном режиме работы ($n < n_{расч}$)

При уменьшении частоты вращения ротора одновременно происходит снижение расхода воздуха ($G_v \downarrow$) и снижение степени повышения давления компрессора ($\pi_k \downarrow$). Снижение G_v приводит к уменьшению скорости его движения через все ступени компрессора. Снижение π_k , наоборот, приводит к увеличению объема воздуха, что при неизменной площади проточной части способствует увеличению скорости его движения. В результате совместного влияния этих двух причин перед последней ступенью произойдет лишь небольшое уменьшение C_z . Это приведет к уменьшению углов ($i \downarrow$) атаки на лопатках РК z-й ступени (рис. 2.13,б).

На первой ступени компрессора плотность воздуха от π_k не зависит, поэтому при снижении расхода воздуха C_1 уменьшится на большую величину, чем C_z . Кроме этого, уменьшение углов атаки на лопатках последней ступени приведет к уменьшению газодинамических сил, действующих со стороны лопаток этой ступени на воздушный поток (см. п.2.1.2.5). Это, в свою очередь, вызовет уменьшение работы подводимой к воздуху в последней ступени и, следовательно, дополнительному уменьшению степени сжатия воздуха в последней ступени. Из-за этого произойдет дополнительное снижение плотности воздуха на последней ступени, рост его объема, что при неизменной площади проточной части компрессора приведет к дополнительному сопротивлению движению воздуха и, следовательно, дополнительному уменьшению скорости C_1 . Таким образом, скорость C_1 уменьшится значительно больше, чем скорость C_z . Это приведет к увеличению углов на лопатках первой ступени (рис.2.13,а).

С помощью аналогичных рассуждений можно установить, что при $n > n_{расч}$ картина «деформации» треугольников скоростей на первой и последней ступенях будет обратной (рис.2.14).

Заметим, что эффект рассогласования в работе ступеней снижается для ступеней, расположенных ближе к середине компрессора, и углы атаки на лопатках средних ступеней в процессе эксплуатации

двигателя изменяются незначительно.

Следует отметить, что при значительном отклонении частоты вращения ротора от расчетного значения углы атаки на первых ступенях (при $n < n_{расч.}$) и на последних ступенях (при $n > n_{расч.}$) могут достичь критических значений и тогда возможно возникновение срывов потока со спинок лопаток. В этом случае работа компрессора называется неустойчивой.

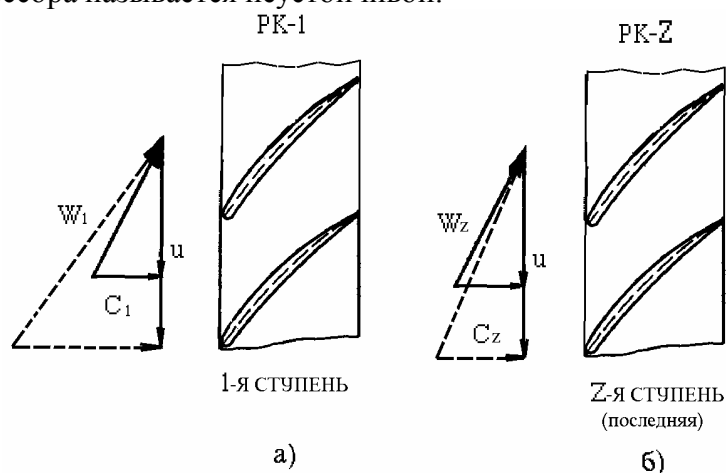


Рис. 2.14. Изменение характера обтекания лопаток РК первой и последней ступеней компрессора при увеличении частоты вращения ротора

— треугольник скоростей на расчетном режиме работы ($n = n_{расч.}$)
 ---- треугольник скоростей на нерасчетном режиме работы ($n > n_{расч.}$)

2.1.4.2. ПОСЛЕДСТВИЯ НЕУСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Если не принимать никаких мер по предупреждению срыва потока на первых или последних ступенях, то срыв потока вызовет неустойчивую работу всего компрессора, которая может проявляться в формах: помпажа или помпажного срыва.

2.1.4.2.1. ПОМПАЖНЫЙ СРЫВ

При достижении критических углов атаки лопаток компрессора возникает срыв потока со спинок лопаток. Если срыв возникнет на последних ступенях (при $n > n_{расч.}$) происходит снижение эффективной площади проходного сечения межлопаточных каналов последней ступени. Из-за этого происходит торможение потока во всей проточной части компрессора, во всех ступенях. Вследствие чего, углы атаки во всех ступенях возрастают до величин, превышающих критические значения. Срыв потока происходит на лопатках всех ступеней. Лопатки, попавшие в зону срыва, сжимают воздух неэффективно, давление за ними понижается, и через зону срыва происходит выброс ранее сжатого воздуха из-за компрессора навстречу потоку. Выброс сопровождается внешне сильным звуковым эффектом — хлопком, напоминающим глухой удар или выстрел. При этом происходит резкое уменьшение степени повышения давления ($\pi_k \downarrow$) и расхода воздуха ($G_v \downarrow$), мощность двигателя резко падает.

Срыв охватывает все ступени компрессора. Компрессор может продолжительное время работать в режиме срыва с пониженной мощностью. При этом наблюдаются пульсации давления и расхода воздуха высокой частоты и малой амплитуды. Частота колебаний составляет значения от нескольких десятков до нескольких сот герц.

При возникновении срыва первоначально на первых ступенях (при $n < n_{расч.}$) его последствия будут аналогичны, так как в этом случае также происходит торможение потока по всей проточной части компрессора и срыв потока на лопатках всех ступеней. Однако в отличие от ранее рассмотренного случая, зона срыва будет распространяться по направлению движения потока, за это время часть воздуха успевает выйти из камеры сгорания, давление за компрессором понизится. Поэтому объем ранее сжатого воздуха, который будет выбрасываться навстречу основному потоку будет меньше. Следовательно, громкость звука от хлопка будет ниже.

Учитывая, что помпажный срыв возможен как при повышенной, так и при пониженной частоте вращения ротора, условно их называют соответственно: «верхний помпажный срыв» и «нижний

помпажный срыв».

2.1.4.2.2. ПОМПАЖ

При определенном сочетании объемов проточной части компрессора и присоединенной к нему камеры сгорания может наблюдаться другая форма неустойчивой работы, которую называют помпажом. Помпаж отличается от помпажного срыва возникновением сильных низкочастотных колебаний давления и расхода воздуха во всей проточной части двигателя.

При помпаже наблюдаются колебания давления и расхода воздуха малой частоты ($2\div 10$ гц) и большой амплитуды.

Частота колебаний близка к собственной частоте колебаний всей массы воздуха, заключенной в компрессоре и в присоединенной к нему камере сгорания. Вследствие инерционных свойств воздуха, находящегося в компрессоре и камере сгорания, возникают автоколебания, в процессе которых режим работы компрессора периодически переходит с нормального на неустойчивый и обратно. Внешне это проявляется в виде периодических хлопков или гула низкого тона, частота и интенсивность которых зависят от размеров присоединенного объема и от режима работы компрессора.

По аналогии с помпажным срывом также различают «верхний помпаж» и «нижний помпаж».

2.1.4.3. ЗАДАЧИ И СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГТД

Регулирование осевого компрессора применяется для обеспечения его устойчивой работы и высоких значений π_k на всех рабочих режимах двигателя.

В рассмотренных нами случаях первопричиной помпажа и помпажного срыва является возникновение и развитие срыва потока со спинок лопаток компрессора. Поэтому основным способом предотвращения неустойчивой работы (регулирования) компрессора в различных условиях эксплуатации является уменьшение углов атаки в тех ступенях, где они оказываются близкими к критическим.

Основными способами регулирования являются: *

- перепуск части воздуха из средних ступеней в атмосферу;
- поворот лопаток направляющих аппаратов одной или нескольких первых, а иногда и последних ступеней;

2.1.4.3.1. ПЕРЕПУСК ВОЗДУХА ИЗ СРЕДНИХ СТУПЕНЕЙ

Этот способ регулирования средне- и высоконапорных компрессоров применяется, как правило, для предотвращения нижнего помпажа или срыва при запуске, работе ГТД на пониженных режимах.

Схема осевого компрессора с перепуском воздуха изображена на рис.2.15. Перепуск происходит через специальные окна, равномерно расположенные по окружности компрессора. Управление перепуском осуществляется с помощью специальных лент или клапанов, закрывающих окна. Открытие и закрытие окон осуществляется системой автоматического регулирования двигателя.

Как уже отмечалось, при уменьшении частоты вращения ниже расчетной углы атаки потока на первых ступенях значительно возрастают и на них возникает срыв потока, который может привести к нижнему помпажному срыву или помпажу компрессора. На последних ступенях углы атаки потока уменьшаются, что приводит к уменьшению напорности и КПД этих ступеней. На рис.2.15 сплошной линией показаны треугольники скоростей на первых и последних ступенях при пониженной частоте вращения ротора.

Открытие окон перепуска при $n < n_{расч}$ приводит к увеличению расхода воздуха и осевой скорости через первые ступени ($G_{в.1} \uparrow$, $C_1 \uparrow$), окружная скорость при этом изменится на небольшую величину, потому можно приближенно принять $u = const.$. С учетом сказанного треугольник скоростей на первой ступени при открытых окнах перепуска изменится и будет выглядеть так, как это показано на рис.2.15 пунктирными линиями. Как видно из рисунка 15, угол атаки лопаток РК 1-й ступени при открытых окнах перепуска уменьшится. В последних ступенях при открытых окнах перепуска происходят обратные процессы: осевые скорости уменьшаются ($C_z \downarrow$), углы атаки увеличиваются.

*Рассмотрены только способы регулирования, примененные на двигателе ТВ2-117

Таким образом, при открытых окнах перепуска режим обтекания лопаток первых и последних

ступеней при $n < n_{\text{расч}}$ будет приближаться к расчетному.

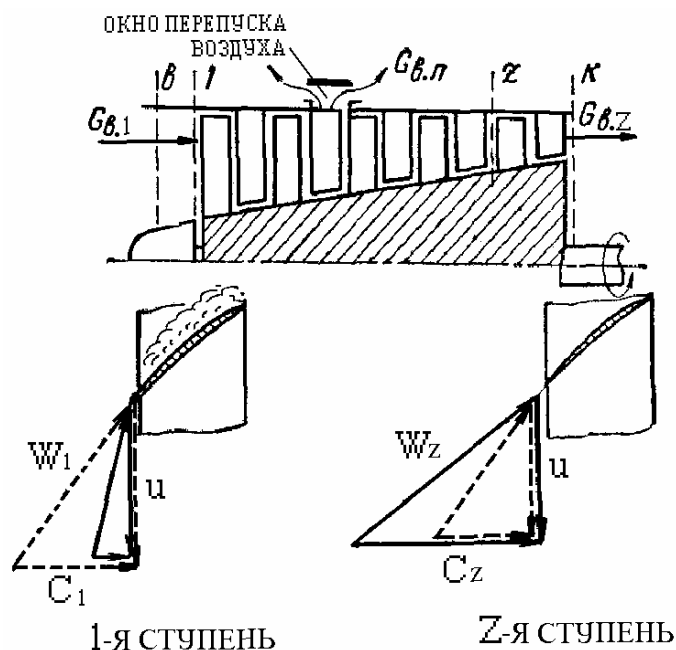


Рис. 2.15. Регулирование осевого компрессора перепуском части воздуха из средних ступеней в атмосферу при $n < n_{\text{расч}}$:

— треугольник скоростей при закрытых окнах перепуска воздуха
 ---- треугольник скоростей при открытых окнах перепуска воздуха

Следует заметить, что открытие окон перепуска воздуха при любых режимах работы двигателя будет уменьшать углы атаки на первых ступенях и увеличивать на последних. Поэтому, если открыть окна при $n > n_{\text{расч}}$ когда на последних ступенях, когда углы атаки увеличены, появление помпажа или помпажного срыва произойдет при меньшей частоте вращения ротора, чем при закрытых окнах. Следовательно, открытие окон перепуска увеличивает устойчивость компрессора к нижнему помпажу (помпажному срыву) и снижает к верхнему.

Кроме того, при открытых окнах перепуска происходит выход в атмосферу части воздуха сжатого в первых ступенях, поэтому происходит снижение мощности двигателя. Поэтому применение этого способа возможно только при запуске двигателя и на режиме работы «малый газ», когда величина мощности двигателя не регламентирована. При работе двигателя на режиме выше малого газа окна перепуска должны быть закрытыми.

2.1.4.3.2. ПОВОРОТ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ

Поворот лопаток НА позволяет изменять углы атаки потока на лопатки рабочих колес и поддерживать их близкими к расчетным углам при отклонении режима работы двигателя от расчетного. Наибольший эффект от такого способа регулирования компрессора может быть достигнут при одновременном регулировании первых и последних ступеней. Средние ступени практически не требуют регулирования, так как углы атаки у них изменяются незначительно.

Как уже отмечалось, при уменьшении частоты вращения по сравнению с расчетной ($n < n_{\text{расч}}$) углы атаки потока на первых ступенях возрастают, что может привести к нижнему срыву или помпажу, а на последних—углы атаки уменьшаются, что приводит к снижению напорности этих ступеней.

В целях предотвращения такого рассогласования в работе первых и последних ступеней необходимо лопатки НА первых ступеней повернуть на прикрытие, а последних — на открытие.

На рис.2.16 сплошными линиями показан треугольник скоростей первой ступени компрессора при больших углах атаки, а штриховыми — после поворота лопаток НА на прикрытие*.

*Прикрытием называется поворот лопаток НА, при котором происходит уменьшение площади проходного сечения межлопаточных каналов. Применительно к рис. 2.16 — поворот по часовой стрелки. Такой поворот лопаток принято считать положительным ($\varphi_{\text{НА}} > 0$).

При таком повороте происходит дополнительная закрутка потока по направлению вращения

ротора, изменяется направление вектора абсолютной скорости (C_1) и треугольник скоростей. В результате изменяется направление вектора относительной скорости (W_1) и уменьшается угол атаки.

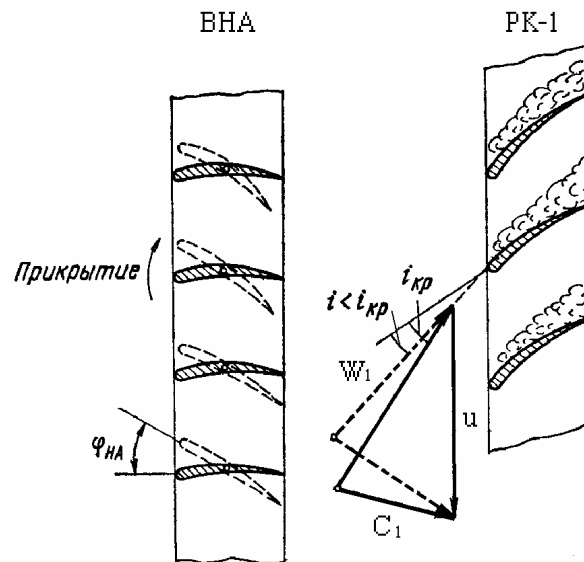


Рис. 2.16. Поворот лопаток ВНА для исключения отрыва потока на лопатках РК первой ступени:

- исходный треугольник скоростей (при отсутствии поворота лопаток ВНА);
- треугольник скоростей после поворота лопаток ВНА на угол $\varphi_{НА}$

На последних ступенях поворот лопаток НА осуществляют в противоположном направлении.

После поворота НА (на угол $\varphi_{НА}$) угол атаки потока на лопатки РК уменьшается ($i < i_{кр}$) и появление отрыва потока предотвращается.

Из предыдущих рассуждений можно сделать вывод, что чем меньше частота вращения компрессора (n), тем большими становятся углы атаки первых ступенях и тем больше необходимо поворачивать лопатки их НА. Таким образом, угол поворота лопаток зависит от частоты вращения ротора компрессора.

Для учета всех обстоятельств, влияющих на неустойчивую работу компрессора, программа поворота лопаток НА определяет зависимость $\varphi_{НА}$ не от абсолютной частоты вращения ротора компрессора (n), а от приведенной ($n_{пр}$)

Зависимости потребных углов поворота лопаток ($\varphi_{НА}$) от $n_{пр}$ для различных ступеней компрессора показаны на рис.2.17. Как видно, первая и последняя ступени требуют наибольших углов поворота лопаток НА. По мере продвижения к средним ступеням потребные углы поворота лопаток уменьшаются.

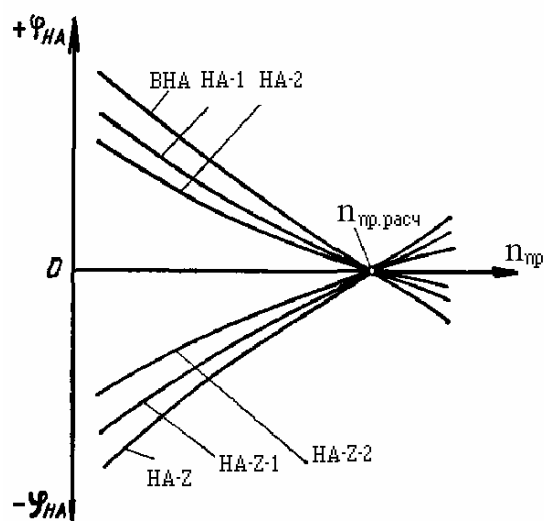


Рис. 2.17. Программа изменения углов поворота лопаток НА первых и последних ступеней компрессора в зависимости от частоты вращения ротора

Применением поворота лопаток направляющих аппаратов, добиваются повышения устойчивости

компрессора как к нижнему помпажу (помпажному срыву), так и к верхнему.

На рисунке 2.17 показана программа поворота лопаток НА, обеспечивающая поддержание постоянными и оптимальными углы атаки лопаток на всех режимах работы. Реализовать такую программу на существующих двигателях затруднительно, т.к. это вызывает усложнение конструкции.

Большинство существующих двигателей имеют эффективные системы по предотвращению только нижнего помпажного срыва (помпажа): перепуск воздуха из средних ступеней компрессора в атмосферу и поворот лопаток ВНА и НА первых ступеней. Верхний помпажный срыв (помпаж) может возникнуть при больших значениях $n_{пр}$, что согласно формуле (35) возможно при очень низкой температуре атмосферного воздуха. Для исключения верхнего помпажного срыва (помпажа) в таком случае применяют ограничение подачи топлива в камеру сгорания, т.е. снижают фактическую частоту вращения ротора (n). Именно такие мероприятия по обеспечению устойчивой работы компрессора реализованы на двигателе ТВ2-117 (рис.2.18).

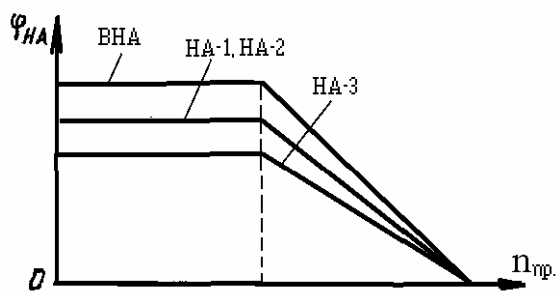


Рис. 2.18. Программа изменения углов поворота лопаток НА двигателя ТВ2-117

2.1.4.4. ВЫВОДЫ

1. Для увеличения степени повышения давления в существующих осевых компрессорах ГТД применяется большое количество последовательно расположенных ступеней. Применение большого количества ступеней объясняется тем, что степень повышения давления в одной ступени небольшая и составляет $\pi_{ст}^* = 1,2 \div 1,35$ (см. пп. 2.1.2.2., 2.1.3.1.).

2. Проточная часть осевого компрессора является сужающейся. Это выполнено для того, чтобы сохранить высокой скорость движения воздуха при росте его давления. Большая скорость необходима, т.к. при этом воздух обладает кинетической энергией, которая в межлопаточных каналах расходуется на увеличение его внутреннего энергосодержания ($p \uparrow, T \uparrow$) (см. пп. 2.1.2.4, 2.1.3.1.).

3. В рабочих колесах компрессора подводимая от турбины механическая работа расходуется на увеличение внутреннего энергосодержания воздуха ($p \uparrow, T \uparrow$) и увеличение его кинетической энергии ($C \uparrow$). Кинетическая энергия в каналах НА преобразуется во внутреннее энергосодержание воздуха. Поэтому, чем больше механической работы будет подводиться от турбины к РК, тем больше будет повышаться давление воздуха в компрессоре (см. пп. 2.1.2.4, 2.1.3.3.).

4. На ротор и корпус компрессора действуют осевые силы и крутящие моменты. Поэтому конструкция компрессора должна быть рассчитана на восприятие этих сил и моментов (см. п. 2.1.2.5).

5. Для увеличения подводимой к воздуху работы необходимо увеличить частоту вращения ротора (n). Для увеличения n при сохранении углов атаки лопаток 1-й ступени применяют предварительную закрутку потока по направлению вращения. Для чего перед 1-й ступенью устанавливается входной направляющий аппарат (ВНА) (см. п. 2.1.2.6.).

6. Для снижения гидравлических потерь в компрессоре необходимо (см. пп. 2.1.2.7, 2.1.2.9):

- снижать шероховатость поверхности лопаток компрессора;
- изготавливать лопатки минимально возможной толщины;
- увеличивать высоту лопаток последних ступеней (высота лопаток последней ступени должна быть не менее $15 \div 20$ мм);
- уменьшать шаг лопаток (t);
- уменьшать величину зазора между торцами лопаток и корпусом;
- изготавливать лопатки закрученными по длине.

7. Для рассмотрения процесса обтекания лопаток компрессора (изменения угла атаки) при

изменении режима его работы необходимо принимать во внимание изменение не абсолютных, а приведенных параметров (см. п. 2.1.3.5):

$$n_{np} = n \sqrt{\frac{288}{T_B^*}}, \quad G_{B.np.} = G_B \cdot \frac{101300}{p_B^*} \cdot \sqrt{\frac{T_B^*}{288}}.$$

8. При значительном отклонении приведенной частоты вращения ротора от расчетного значения углы атаки на первых ступенях (при $n_{np} < n_{np.расч.}$) и на последних ступенях (при $n_{np} > n_{np.расч.}$) могут достичь критических значений и тогда возможно возникновение срывов потока со спинок лопаток. В этом случае работа компрессора называется неустойчивой (см. пп. 2.1.2.3 и 2.1.4.1).

9. Результатом неустойчивой работы компрессора может быть помпажный срыв или помпаж. Помпажный срыв (помпаж) возможны как при низкой частоте вращения ($n_{np} < n_{np.расч.}$), так и при высокой ($n_{np} > n_{np.расч.}$). Соответственно они называются: «нижний помпажный срыв (помпаж)» и «верхний помпажный срыв (помпаж)» (см.п. 2.1.4.2)

10. Для обеспечения устойчивой работы и получения высоких значений π_k на всех рабочих режимах двигателя применяется регулирование осевого компрессора.

Основными способами регулирования являются (см. п. 2.1.4.3):

- перепуск части воздуха из средних ступеней в атмосферу;
- поворот лопаток направляющих аппаратов одной или нескольких первых, а иногда и последних ступеней.

2.2. КОНСТРУКЦИЯ КОМПРЕССОРА

2.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОМПРЕССОРЕ

Назначение компрессора — сжатие всасываемого из атмосферы воздуха и подача его в камеру сгорания.

Компрессор двигателя (рис. 2.19)— осевой, десятиступенчатый, однокаскадный, с поворотными лопатками входного направляющего аппарата и направляющих аппаратов первых трех ступеней для улучшения запуска двигателя и обеспечения высокого к.п.д. компрессора в большом диапазоне чисел оборотов двигателя.

Компрессор состоит из корпуса, направляющих аппаратов, рабочих колес и ротора с его опорами. Значительная часть деталей компрессора изготовлена из титановых сплавов, что позволило снизить массу компрессора и обеспечить надежность его работы.

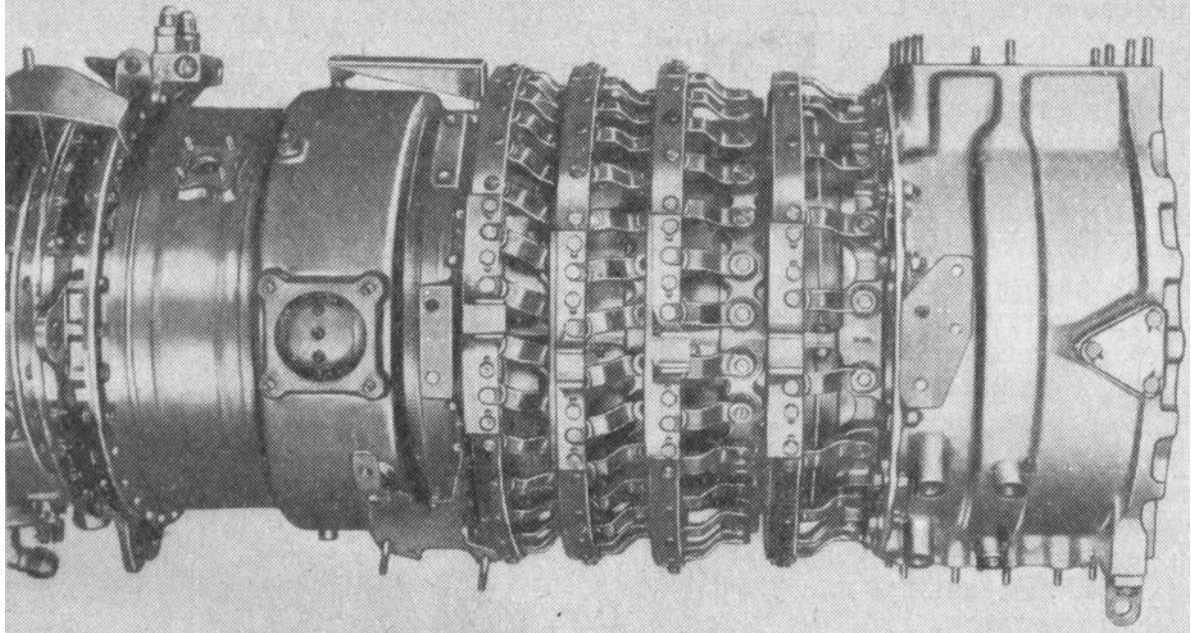


Рис. 2.19. Компрессор двигателя (вид справа)

2.2.2. КОРПУС КОМПРЕССОРА

Корпус компрессора состоит из переднего 2, среднего 7, и заднего 11 (рис. 2.20) корпусов с направляющими аппаратами.

Передний корпус 2 — титановый, состоит из двух половин, стягиваемых болтами. Передний корпус соединяется с корпусом первой опоры и со средним корпусом 7 компрессора. На корпусе размещены четыре ряда бобышек для установки поворотных лопаток спрямляющих аппаратов.

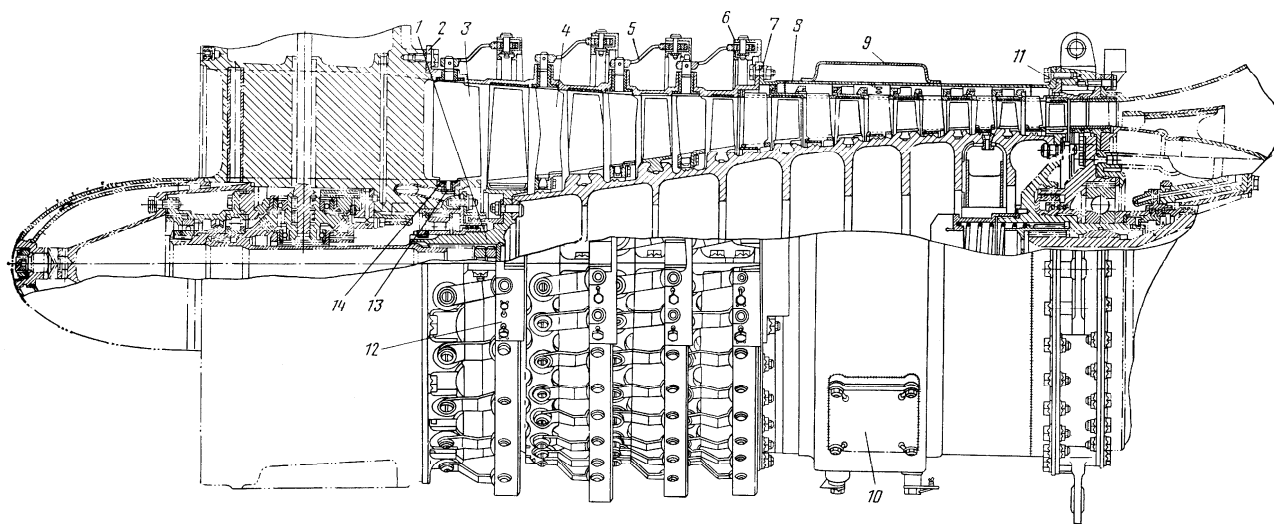


Рис. 2.20. Компрессор двигателя (разрез верхней части):

1 — диск рабочего колеса I ступени; 2 — корпус передний; 3 — лопатка поворотная ВНА; 4 — лопатка поворотная направляющего аппарата I ступени компрессора; 5 — рычаг; 6 — кольцо поворотное; 7 — корпус средний; 8 — обечайка среднего корпуса; 9 — коробка перепуска воздуха; 10 — фланец для установки клапана перепуска воздуха; 11 — корпус задний; 12 — скоба; 13 — полость для горячего воздуха; 14 — полукольцо ВНА

Наружная обечайка 8 среднего корпуса 7 компрессора совместно с наружными обоймами направляющих аппаратов и кольцами образуют двухстеночную конструкцию корпуса, обеспечивающую необходимую жесткость корпуса при малой массе. Обечайка представляет собой цилиндрическую оболочку из титанового листа с приваренными фланцами, на внутренней поверхности которой приварены кольцевые бандажи. К наружной поверхности обечайки приварены кольцевая коробка 9 перепуска воздуха из компрессора, на которой имеются два фланца 10 для установки клапанов перепуска воздуха и лючок для замера абразивного износа лопаток направляющего аппарата VI ступени.

Под коробкой в обечайке и в наружной обойме направляющего аппарата VI ступени выполнены отверстия для перепуска воздуха в коробку из проточной части компрессора.

Наружную поверхность проточной части среднего корпуса компрессора образуют чередующиеся наружные обоймы разъемных направляющих аппаратов и кольца, расположенные над рабочими лопатками. Направляющие аппараты одним из своих наружных буртов опираются на бандажи наружной обечайки.

Наружные обоймы соединены с кольцами посредством штифтов; последнее кольцо установлено на штифты заднего корпуса компрессора. Штифты воспринимают и передают на задний корпус реактивный- крутящий момент, возникающий в направляющих аппаратах компрессора.

Для обеспечения малых радиальных зазоров между торцами рабочих лопаток и корпусами компрессора на внутренние поверхности переднего корпуса и промежуточные кольца нанесен слой сплава ЭИ435, который защищает титановые корпуса от задевания их лопатками ротора, а минимальные радиальные зазоры снижают бандажные потери (осевое перетекание воздуха по зазорам между торцами лопаток и корпусом компрессора) и повышают КПД компрессора.

Задний корпус 11 компрессора является силовым узлом, воспринимающим тягу двигателя. Он состоит из наружного и внутреннего стальных колец и двух рядов литых лопаток — направляющего и выходного спрямляющего аппаратов. Кольца и лопатки соединены в единый узел пайкой. Наружное кольцо имеет фланцы для соединения со средним корпусом компрессора и наружным диффузором камеры сгорания. На наружном кольце закреплены детали передних точек крепления двигателя на вертолете.

К внутреннему кольцу заднего корпуса крепится задняя опора ротора компрессора (вторая опора роторов двигателя) с шариковым подшипником.

Поворотные лопатки 4 направляющих аппаратов I, II и III ступеней компрессора изготовлены из титанового сплава. На цапфы наружных концов лопаток установлены фторопластовые втулки.

Поворотные лопатки 3 входного направляющего аппарата изготовлены из стали. Лопатки имеют две

цапфы, оболочку и дефлектор. В полости лопаток ВНА подводится горячий воздух при включении противообледенительной системы. На цапфы установлены фторопластовые втулки.

Малые цапфы лопаток входят в полукольца, каждое из которых состоит из двух частей. Полукольца образуют внутреннюю поверхность контура проточной части компрессора. Полукольца 14 входного направляющего аппарата, выполненные из алюминиевого сплава, входят в проточку корпуса передней опоры ротора компрессора. Между корпусом и кольцом образована полость 13 для горячего воздуха, поступающего по каналам в корпусе опоры при включении противообледенительной системы. Полукольца остальных направляющих аппаратов с поворотными лопатками выполнены из бронзы. Обе части полукольца соединены болтами.

Поворотные лопатки цапфами с фторопластовыми втулками установлены в бобышки переднего корпуса компрессора. На концы цапф установлены и закреплены штифтами поворотные рычаги 5. Свободные концы рычагов соединены пальцами с поворотными кольцами 6, состоящими из двух половин, соединенных по месту горизонтального разъема скобами 12. В пазы скоб входят сухари рычагов двух гидромеханизмов. Фторопластовые втулки применяются для уменьшения трения при повороте лопаток.

Лопатки IV—IX ступеней изготовлены из титанового сплава, направляющие и спрямляющие лопатки X ступени — стальные.

Гидромеханизмы поворота лопаток направляющих аппаратов размещены по обе стороны компрессора на кронштейнах, расположенных на переднем и заднем фланцах переднего корпуса компрессора. Рычаги привода поворотных лопаток каждой ступени компрессора связаны с ведущим рычагом при помощи тяг, через которые производится одновременный поворот лопаток входного направляющего аппарата и направляющих аппаратов I, II и III ступеней компрессора.

Применение двух гидромеханизмов поворота лопаток обеспечивает равномерное распределение нагрузок на поворотные кольца и предотвращает возможность смещения колец. Поворот лопаток осуществляется по специальной программе. Величина углов поворота лопаток каждого ряда различна и обеспечивается различной длиной рычагов гидромеханизма.

Направляющие аппараты остальных ступеней состоят из наружной и внутренней обойм, в которые впаиваются лопатки.

В направляющие аппараты компрессора входит следующее количество лопаток: во входной направляющий аппарат — 20 шт., в аппараты I, II и III ступеней — по 32 шт., аппарат IV ступени — 50 шт., аппарат V ступени — 54 шт., аппарат VI ступени — 56 шт., аппарат VII ступени — 60 шт., аппараты VIII и IX ступеней — по 64 шт., и аппарат X ступени (направляющие и спрямляющие лопатки) — по 65 шт.

2.2.3. РОТОР КОМПРЕССОРА

Ротор компрессора (рис. 2.21) состоит из трех основных узлов: рабочего колеса I ступени, ротора барабанного типа II—IX ступеней и рабочего колеса X ступени.

Диск рабочего колеса 6 (рис. 2.22) I ступени, изготовленный из стали, соединен с ротором 7 барабанного типа шестью прецизионными болтами 5; между прецизионными болтами расположены три болта 3, крепящие кольцо 2 воздушного лабиринта передней опоры ротора компрессора. В передней части диска имеется хвостовик с внутренними шлицами для соединения с рессорой привода агрегатов. На хвостовике смонтирован кольцеведержатель маслоуплотнения и роликовый подшипник 1. Внутри хвостовика установлены два эксцентричных груза 4 для устранения дисбаланса ротора по первой опоре роторов двигателя при окончательной балансировке ротора.

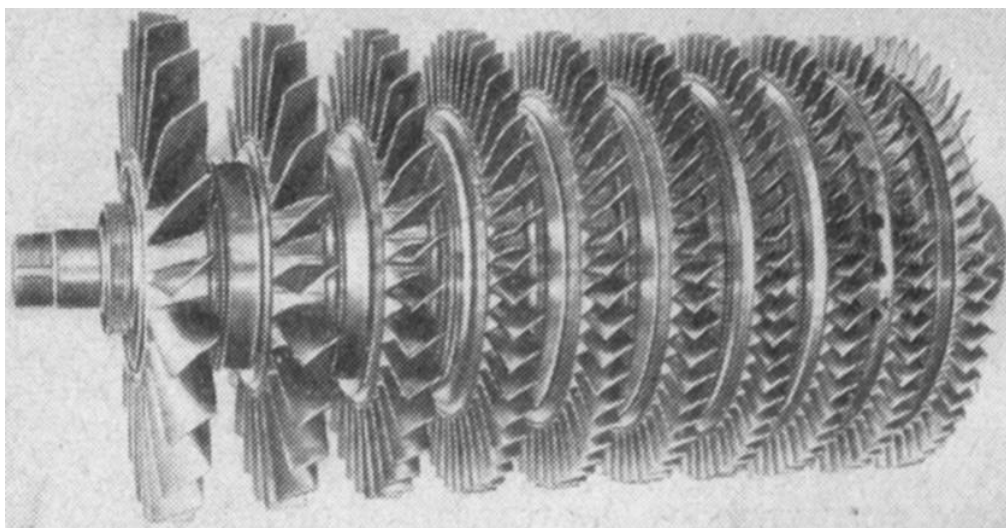


Рис. 2.21. Ротор компрессора (вид слева)

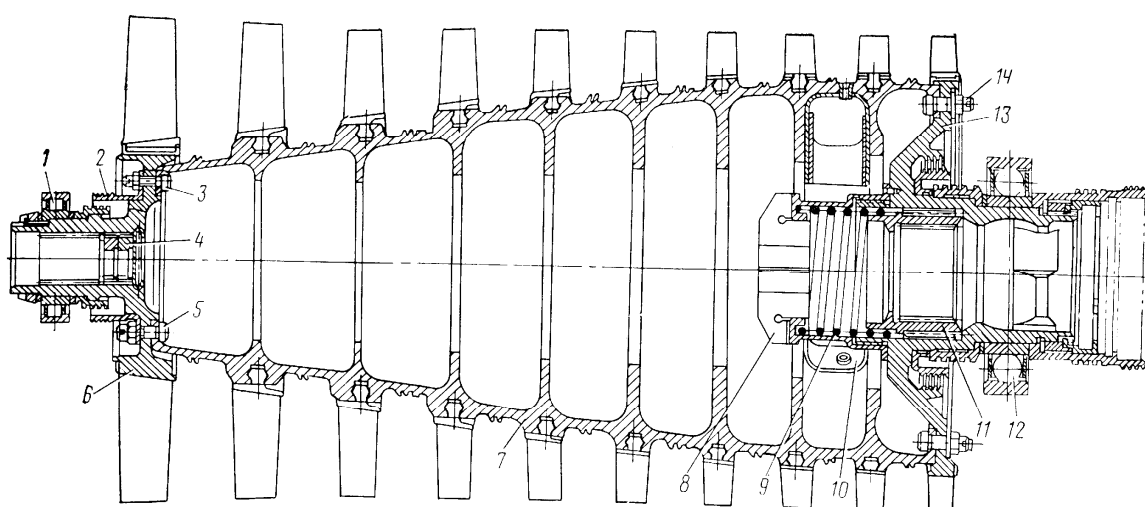


Рис. 2.22. Ротор компрессора:

1 — роликовый подшипник; 2 — кольцо лабиринтное; 3 — болт; 4 — груз эксцентричный; 5 — болт прецизионный; 6 — диск рабочего колеса I ступени; 7 — ротор барабанного типа; 8 — крестовина; 9 — пружина; 10 — дефлектор; 11 — втулка шлицевая; 12 — шариковый подшипник; 13 — диск рабочего колеса X ступени; 14 — болт

Лопатки рабочего колеса I ступени компрессора закреплены в пазах диска посредством замкового соединения типа ласточкина хвоста и фиксируются в них отгибными пластинчатыми замками.

Ротор 7 барабанного типа изготовлен из титанового сплава. Внешняя поверхность барабана имеет вид усеченного конуса с восемью кольцевыми наружными и внутренними выступами в поясах крепления лопаток. В каждом из восьми поясов на наружной поверхности барабана выполнены кольцевые выточки с профилем типа ласточкина хвоста для крепления рабочих лопаток II—IX ступеней. На барабане ротора против внутренних обойм направляющих аппаратов выполнены лабиринтные гребешки, а в поясе барабана против направляющего аппарата за VIII ступенью компрессора — отверстия для прохода сжатого воздуха внутрь ротора. Проходя через ротор и далее через полый вал турбины, воздух поступает на охлаждение дисков турбин. Для устранения закрутки воздуха на внутренней поверхности барабана в местах отбора воздуха смонтированы три радиальных дефлектора 10, а на передней части диска десятого рабочего колеса смонтирован стакан с крестовиной 8 и радиальными лопатками.

Лопатки II—IX ступеней входят в кольцевые выточки через специальные радиально направленные пазы и распределяются по окружности.

От произвольного поворота по окружности лопатки фиксируют четырьмя контрольными замками на каждую ступень, один усик которых входит в паз на барабане, а другой в выфрезеровку на полке

лопатки.

Диск 13 десятого рабочего колеса изготовлен из стали, крепится шестнадцатью болтами 14 к заднему фланцу ротора барабанного типа. В задней части диска имеется хвостовик со сферической расточкой, а в центральной части — внутренние шлицы, в которые устанавливается подвижная шлицевая втулка 11, соединяющая вал ротора турбины компрессора с ротором компрессора. Шлицевая втулка удерживается в сцепленном положении пружиной 9. На хвостовике диска монтируются лабиринтное кольцо, кольцедержатели маслоуплотнений и шариковый подшипник 12.

Лопатки рабочего колеса X ступени компрессора крепятся в пазах диска замковыми соединениями типа ласточкина хвоста и фиксируются в них отгибными пластинчатыми замками.

Все лопатки ротора изготовлены из нержавеющей стали, выполнены с переменными хордой и толщиной по высоте лопатки.

Распределение рабочих лопаток ротора компрессора по ступеням:

Ступень компрессора	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Количество лопаток, шт.	21	23	33	45	49	53	57	55	55	57

2.2.4. ОПОРЫ РОТОРА КОМПРЕССОРА

Ротор компрессора расположен на двух опорах. Передней опорой, которая является первой опорой роторов двигателя, служит роликовый подшипник, воспринимающий радиальные нагрузки. Задней опорой, которая является второй опорой роторов двигателя, служит шариковый подшипник, воспринимающий как радиальные, так и осевые нагрузки, возникающие от разности осевых усилий роторов компрессора и турбины.

В узел первой опоры роторов двигателя входят также детали центрального привода, передачи к коробке приводов и к нижнему агрегату маслосистемы и кок двигателя.

2.2.4.1. ПЕРВАЯ ОПОРА

Первая опора (рис. 2.23) роторов двигателя (передняя опора ротора компрессора) состоит из корпуса опоры, роликоподшипника, корпуса зубчатых колес и корпуса подшипников с ведущим зубчатым колесом центрального привода, рессоры, крышки, кока двигателя, деталей крепления и уплотнения.

Корпус 3 (рис. 2.24) опоры отлит из магниевого сплава, представляет собой наружный обод с внутренней втулкой, соединенные четырьмя профилированными стойками.

К переднему фланцу наружного обода крепится воздухозаборник вертолета, задним фланцем обода корпус опоры крепится к корпусу компрессора.

На ободе корпуса опоры против стоек расположены четыре наружных фланца. На верхнем фланце крепится коробка приводов, на нижнем фланце — нижний агрегат маслосистемы, на правом и левом фланцах — трубы подвода горячего воздуха.

В правой нижней части обода выполнены четыре бобышки для крепления коробки электросистемы двигателя.

В вертикальных стойках выполнены отверстия, через которые проходят рессоры 4 и 15 передачи крутящего момента от центрального привода к агрегатам коробки приводов и к нижнему маслоагрегату, и каналы для подвода и слива масла. Внутри горизонтальных стоек вмонтирован воздушный коллектор, состоящий из стальных трубок, по которым подводится горячий воздух в лопатки входного направляющего аппарата компрессора. По одной из трубок подводится горячий воздух для обогрева стоек корпуса опоры, лопаток ВНА компрессора и кока двигателя.

Внутри втулки корпуса опоры смонтированы: корпус 2 привода, отлитый из магниевого сплава, рессора 14 передачи крутящего момента от турбины компрессора (через ротор компрессора) к центральному приводу, корпус подшипников 1, собранный с ведущим зубчатым колесом привода, крышка 16 первой опоры и наружное кольцо роликоподшипника 11 ротора компрессора.

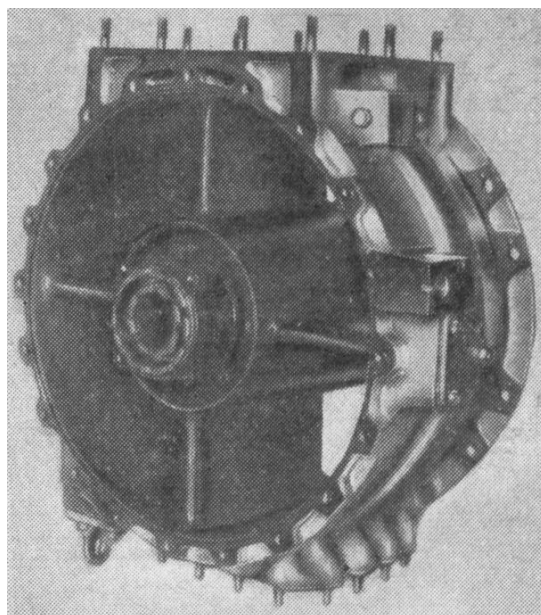


Рис. 2.23. Первая опора роторов двигателя (вид сзади слева)

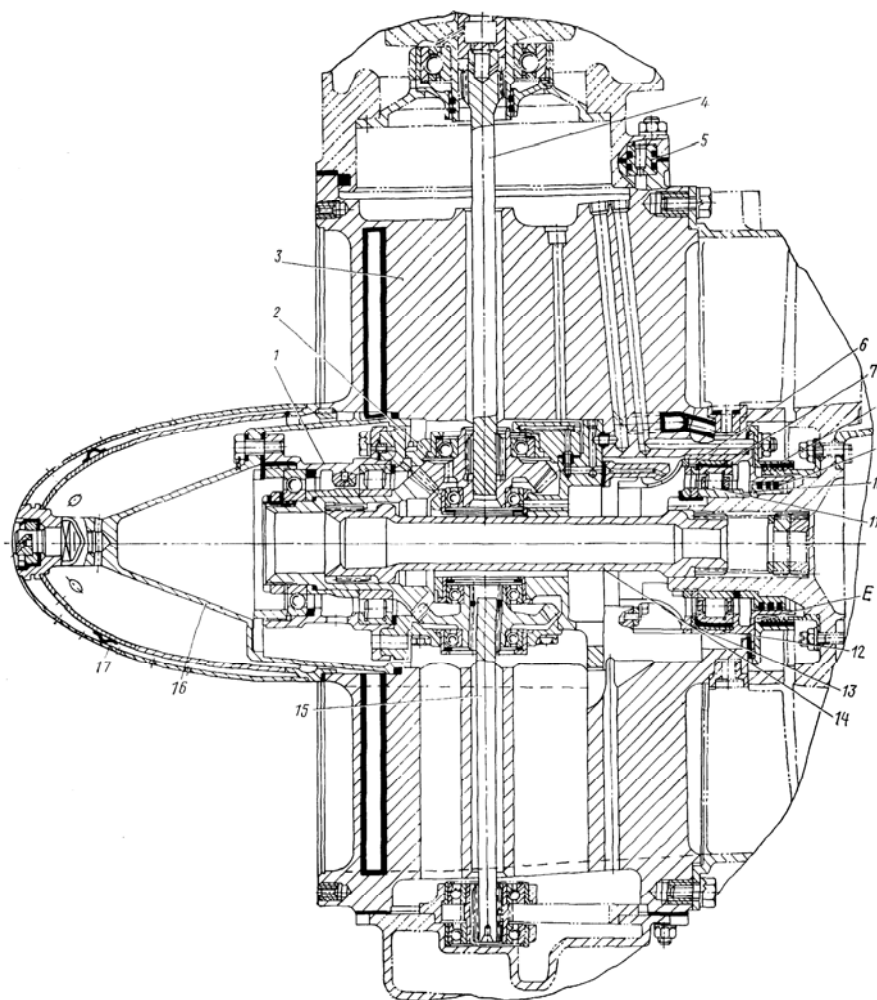


Рис. 2.24. Первая опора роторов двигателя (разрез):

1 — корпус подшипников; 2 — корпус привода; 3 — корпус опоры; 4 — рессора передачи к коробке приводов; 5 — жиклер; 6 — стопор; 7 — упругий элемент; 8 — крышка; 9 — кольцо маслоуплотнительное; 10 — кольцедержатель; 11 — роликовый подшипник; 12 — корпус роликового подшипника; 13 — кольцо регулировочное; 14 — рессора передачи к центральному приводу; 15 — рессора передачи к нижнему маслоагрегату; 16 — крышка первой опоры; 17 — кок двигателя

Корпус привода (ведомых зубчатых колес) крепится к корпусу опоры, а крышка 16 первой опоры крепится к корпусу 1 подшипников ведущего зубчатого колеса, закрепленного на корпусе 2.

Кок 17 двигателя состоит из профилированной наружной стенки и внутреннего дефлектора, изготовленных из алюминиевого сплава, и крепится к крышке 16 шпилькой, ввернутой в переднюю часть крышки. При включенной противообледенительной системе в полость между наружной стенкой и дефлектором кока поступает горячий воздух, который омывает изнутри стенку и через отверстия в коке выходит в проточную часть воздухозаборника.

Внутреннее кольцо роликоподшипника 11 закреплено на передней шейке ротора компрессора, а наружное кольцо монтируется в стальном корпусе 12 подшипника. Величина перемещения кольца в осевом направлении обеспечивается подбором кольца 13 по толщине. Между сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями наружного кольца роликоподшипника и корпусом подшипника монтируется упругий элемент 7, состоящий из двух стальных втулок — наружной втулки зигзагообразного профиля с рабочими площадками на выступах и внутренней цилиндрической втулки. Зигзагообразный профиль наружной втулки обеспечивает перемещение упругого элемента, при котором гасятся радиальные колебания ротора компрессора. Цилиндрическая втулка предохраняет внутренние рабочие площадки наружной втулки от износа в случае поворота наружного кольца роликоподшипника. Провороту втулок упругого элемента препятствует стопор 6.

Масляная полость первой опоры сзади уплотнена контактно-кольцевым уплотнением, состоящим из трех чугунных колец 9, кольцедержателя 10 и корпуса подшипника 12 с азотированной внутренней задней цилиндрической поверхностью.

Для создания воздушного подпора контактно-кольцевого уплотнения имеется полость Е, которая поддувается воздухом, отбираемым из диффузора камеры сгорания. Воздушная полость Е уплотнена гребешковым лабиринтным уплотнением. На внутренней цилиндрической поверхности крышки 8, по которой работают гребешки лабиринта, имеется слой навулканизированной резины.

Перепад давлений для подбора лабиринтных уплотнений между воздушной и масляной полостями обеспечивается жиклером в штуцере диффузора камеры сгорания.

Зубчатые колеса и подшипники первой опоры смазываются маслом, поступающим под давлением через жиклер 5 и канал в верхней вертикальной стойке к форсункам, смонтированным в корпусе опоры. Отработанное и нагретое масло из центрального привода и полости роликоподшипника опоры сливается по каналам в нижней вертикальной стойке корпуса опоры в нижний масляный агрегат.

2.2.4.2. ВТОРАЯ ОПОРА

Вторая опора роторов двигателя (задняя опора ротора компрессора) состоит из корпуса подшипника II опоры, корпуса лабиринтов, шарикоподшипника ротора компрессора, деталей крепления и уплотнений.

Стальной корпус 2 (рис. 2.25) опоры крепится через фланец направляющего аппарата X ступени компрессора к внутреннему фланцу диффузора камеры сгорания, а корпус 7 лабиринтов, выполненных из титанового сплава, соединен болтами с корпусом опоры. В задней части корпуса 2 опоры выполнена расточка под наружное кольцо шарикоподшипника; в передней части корпуса выполнены две втулки — наружная для воздушного и внутренняя для масляного уплотнений полости опоры. В стенках корпуса опоры выполнены пять эллипсных отверстий для слива масла и одиннадцать отверстий для перепуска воздуха из полости Л в полость Б, просочившегося через передний лабиринт. В корпусе лабиринтов имеется одиннадцать отверстий, совпадающих с отверстиями корпуса опоры.

Воздух, просочившийся через задний лабиринт, по восьми отверстиям в корпусе лабиринтов также отводится в полость Б, откуда по двум трубкам 9 и алюминиевым патрубкам выбрасывается в атмосферу. Необходимый для воздушного подпора уплотнений перепад между воздушной и масляной полостями опоры устанавливается жиклером 10.

Разъемное внутреннее кольцо шарикоподшипника 1 совместно с лабиринтом, регулировочным кольцом 19 и кольцедержателями закреплено на задней шейке ротора компрессора, а наружное кольцо его смонтировано в корпусе 2 опоры. Перемещение наружного кольца в осевом направлении обеспечивается подбором регулировочного кольца 15. Между сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями наружного кольца шарикоподшипника и корпуса опоры установлен упругий элемент 16, по конструкции аналогичный упругому элементу первой опоры. Втулки упругого элемента зафиксированы от проворачивания стопором 3.

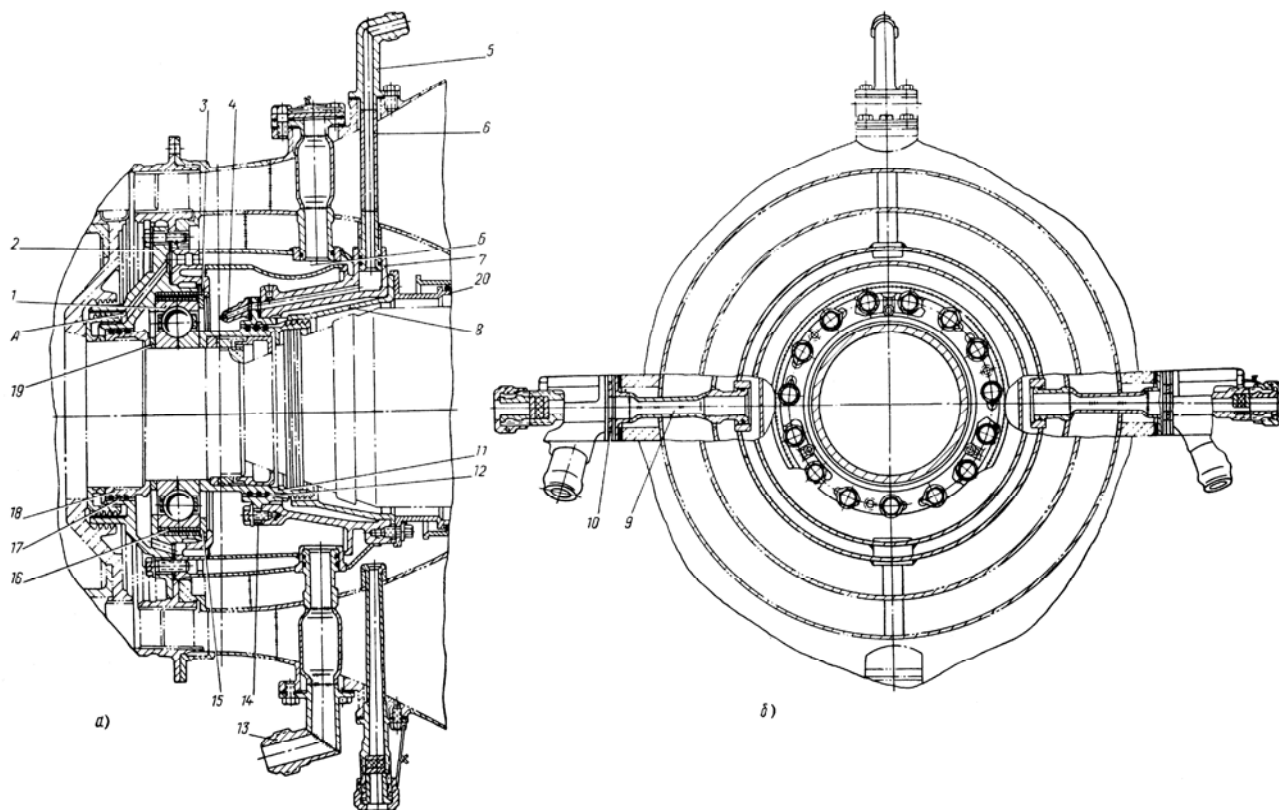


Рис. 2.25. Вторая опора роторов двигателя (разрез и вид спереди):

1 — шариковый подшипник; 2 — корпус опоры; 3 — стопор; 4 — форсунка; 5 — штуцер подвода масла; 6 — трубка подвода масла; 7 — корпус лабиринтов; 8 и 14 — втулки; 9 — трубка отвода воздуха; 10 — жиклер; 11 и 18 — кольцедержатель; 12 и 17 — кольца маслоуплотнительные; 13 — штуцер слива масла; 15 и 19 — кольца регулировочные; 16 — упругий элемент; 20 — бандажная втулка

Масляная полость опоры отделена от воздушных полостей контактно-кольцевыми уплотнениями и гребешковыми лабиринтами. Контактно-кольцевые уплотнения состоят из шести чугунных колец 12 и 17, кольцедержателей 11 и 18 и втулки 14 с азотированной внутренней цилиндрической поверхностью. Внутренние цилиндрические поверхности втулки 8 и корпуса 2 опоры, по которым работают гребешковые лабиринты, покрыты специальной мастикой, обеспечивающей минимальные зазоры между гребешками лабиринтного уплотнения.

Шарикоподшипник смазывается маслом, поступающим под давлением через штуцер 5, трубку 6 и каналы в корпусе 7 лабиринтов к трем форсункам 4. Отработанное и нагретое масло сливается из опоры через штуцер 13 и наружную трубку в нижний масляный агрегат. Через четыре отверстия в бандажной втулке 20 проходит определенное количество воздуха для охлаждения турбины компрессора.

2.2.5. ПРОТИВООБЛЕДЕНИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА

Противообледенительная система двигателя предназначена для обеспечения нормальной работы двигателя в условиях низких температур и повышенной влажности атмосферного воздуха. Основная задача системы — защита от обледенения входной части двигателя, что достигается обогревом подверженных обледенению мест входной части двигателя горячим воздухом, отбираемым из полости между кожухом и жаровой трубой камеры сгорания. Расход воздуха на обогрев составляет 1,8% от общего расхода в компрессоре.

Противообледенительная система двигателя (рис. 2.26) включает в себя трубу 5 отбора горячего воздуха, клапан 6 противообледенения, две трубы 3 подвода горячего воздуха от клапана в корпус первой опоры роторов двигателя и систему сигнализации обледенения РИО-3.

Система сигнализации обледенения РИО-3 единая для вертолета и двигателя, установлена на вертолете и состоит из датчика 1 обледенения и электронного блока 2. Датчик 1 обледенения установлен во входном канале воздухозаборника правого двигателя.

При отсутствии обледенения клапан противообледенения 6 закрыт и система находится в отключенном положении. При наличии обледенения система сигнализации РИО-3 сигнализирует

пилоту о начале обледенения и автоматически выдает электрический сигнал на электромагнитный клапан 4. В результате клапан противообледенения 6 открывается и горячий воздух по трубопроводам 5 и 3 подается из камеры сгорания в корпус первой опоры роторов двигателя на обогрев входной части двигателя.

Горячий воздух подается к горизонтальным стойкам первой опоры двигателя. Затем по каналам и сверлениям в корпусе первой опоры поступает в вертикальные стойки, во внутренний объем кока, внутрь лопаток ВНА.

Кроме первой опоры и лопаток ВНА горячий воздух подается к воздухозаборнику агрегата КА-40 (поз.8) и передней кромке воздухозаборника двигателя (на рис.2.26. не показан). Для этих целей воздух отбирается из-за 8-й ступени компрессора.

Описание и принцип действия клапана противообледенения отражены в пособии «Гидравлическая система двигателя ТВ2-117». Подробно работа и эксплуатация противообледенительной системы отражены в пособии «Противообледенительная система вертолета Ми-8».

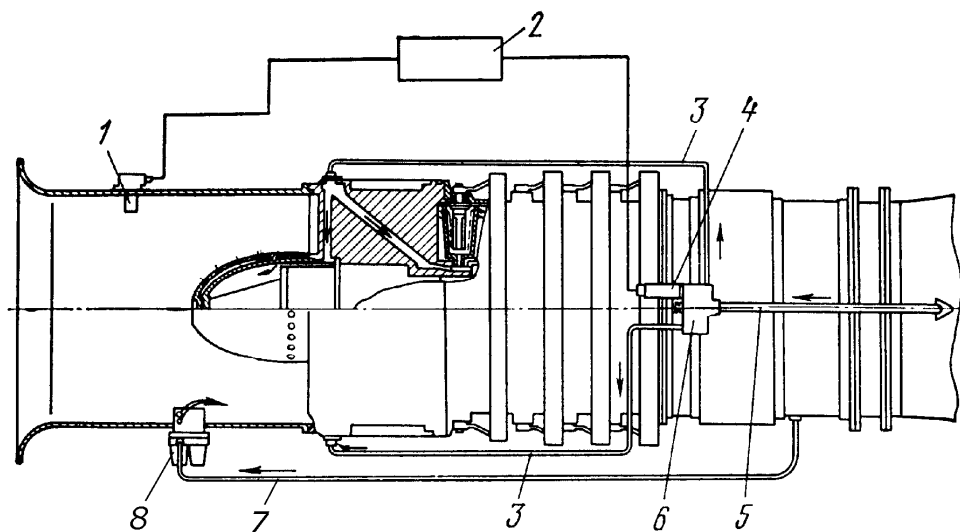


Рис. 2.26. Схема противообледенительной системы двигателя:

1 — датчик обледенения; 2 — электронный блок; 3 — трубопроводы подачи горячего воздуха от клапана в корпус первой опоры; 4 — электромагнитный клапан; 5 — трубопровод отбора горячего воздуха из камеры сгорания; 6 — клапан противообледенения; 7 — трубопровод отбора горячего воздуха из-за 8-й ступени компрессора; 8 — воздухозаборник агрегата КА-40

3. КАМЕРА СГОРАНИЯ

3.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАБОТЫ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД*

В ТВаД процесс подвода тепла к рабочему телу осуществляется в камере сгорания. Подвод тепла происходит в результате сгорания топлива. В камере сгорания двигателя окислителем служит кислород атмосферного воздуха, а топливом — керосин. Применяемые в настоящее время авиационные керосины нефтяного происхождения состоят, в основном, из углерода (84—86%) и водорода (14—16%).

Процесс горения топлива представляет собой совокупность химических реакций окисления, приводящих к превращению химической энергии топлива в основном в тепловую энергию, а самого топлива — в газообразные вещества (продукты сгорания).

3.1.1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА И ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ГТД

3.1.1.1. ПРОТЕКАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

Протекание процесса горения и параметры продуктов сгорания (температура, состав продуктов сгорания) в значительной мере зависят от состава смеси, то есть от соотношения топлива и окислителя.

Наименьшее количество окислителя, потребное для полного сжигания (окисления) одного килограмма топлива, называется теоретически необходимым количеством окислителя (обозначается через L_0). Продуктами полного окисления углеводородных топлив являются CO_2 и H_2O .

Теоретически необходимое количество окислителя L_0 определяется на основании рассмотрения химических реакций окисления. В качестве примера получим формулу для определения L_0 при сгорании керосина в атмосферном воздухе.

Один килограмм керосина состоит из C_T кг углерода и H_T кг водорода. Реакция полного окисления углерода записывается в виде



Поскольку атомная масса углерода 12, а кислорода 16, то для полного сгорания (окисления) 12 кг углерода требуется 32 кг кислорода. Следовательно, для сгорания 1 кг углерода необходимо $8/3$ кг кислорода.

Реакция полного окисления водорода записывается в виде



Атомная масса водорода равна 1. Следовательно, для сгорания 4 кг водорода требуется 32 кг кислорода, а для сгорания 1 кг водорода необходимо 8 кг кислорода.

Теоретически необходимое количество кислорода для полного сгорания 1 кг топлива, состоящего из C_T кг углерода и H_T кг водорода, определяется по формуле

$$O_{\text{нотр}} = 8/3 \cdot C_T + 8 H_T.$$

В 1 кг воздуха содержится 0,231 кг свободного кислорода ($O_{\text{своб}}$) и 0,769 кг азота. Тогда теоретически необходимое количество воздуха будет равно

$$L_0 = \frac{O_{\text{нотр}}}{O_{\text{своб}}} = \frac{\frac{8}{3} \cdot C_T + 8 H_T}{0,231}.$$

Для авиационных керосинов $L_0=15$ кг воздуха/кг керосина. В действительности в камеру сгорания на 1 кг топлива подается L кг воздуха.

*Теория работы форсажной камеры сгорания в данном пособии не рассматривается.

Отношение действительного количества воздуха L , подведенного в двигателе для окисления 1 кг топлива, к теоретически необходимому называется коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{L}{L_o} = \frac{G_B}{G_T \cdot L_o}.$$

где G_T и G_B — секундные расходы топлива и воздуха в двигателе. При $L=L_o$ коэффициент $\alpha=1$ и топливовоздушная смесь называется теоретической, при $\alpha<1$ — богатой (с избытком топлива), а при $\alpha>1$ — бедной (с недостатком топлива). Полное сгорание всего подаваемого в двигатель топлива возможно только при $\alpha=1$.

3.1.1.2. ТЕПЛОТВОРНОСТЬ ТОПЛИВА

Теплотворностью топлива называется количество тепла, выделяющегося при полном сгорании 1 кг топлива. Теплотворность определяют экспериментальным путем, сжигая топливо в среде сжатого кислорода в специальных приборах — калориметрах. Выделенное тепло рассчитывают по нагреву воды в калориметре.

Различают высшую H_o и низшую (рабочую) H_u теплотворность топлива.

Высшая теплотворность получается при полном сгорании 1 кг топлива в том случае, если топливовоздушная смесь берется при 15-20 °С и продукты сгорания охлаждаются до этой же температуры.

При сгорании топлива в результате окисления водорода образуется водяной пар. В калориметре он конденсируется, выделяя при этом около 2520 кДж/кг воды тепла (около 600 ккал/кг воды). При работе авиадвигателей конденсация водяного пара, выбрасываемого с продуктами сгорания в атмосферу, происходит за пределами двигателя, поэтому тепло конденсации в двигателе не используется. В этом случае для характеристики топлива применяют низшую (рабочую) теплотворность, которая меньше высшей на теплоту конденсации паров воды:

$$H_u = H_o - 2520W.$$

где W — количество воды в кг, образующейся при сгорании 1 кг топлива.

Для обычных углеводородных топлив $W=1,15—1,35$ кг воды/кг топлива. Низшая теплотворность авиационных керосинов равна приблизительно 42800—43100 кДж/кг.

3.1.1.3. ТЕПЛОТВОРНОСТЬ ТОПЛИВОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Теплотворностью топливовоздушной смеси называется количество тепла, выделяющегося при полном сгорании 1 кг топливовоздушной смеси.

При $\alpha=1$ на 1 кг топлива в камеру сгорания подается L_o килограммов воздуха. В результате получаются топливовоздушная смесь, а после сгорания — продукты сгорания в количестве $1+L_o$ кг. При сгорании этой смеси выделяется тепло, равное H_u . Тогда теплотворность топливовоздушной смеси будет равна

$$h_u = \frac{H_u}{1 + L_o}.$$

Если α отличается от единицы, то количество смеси и образующихся из нее продуктов сгорания равно $1+L=1+\alpha L_o$. Тогда теплотворность топливовоздушной смеси определяется по формуле

$$h_\alpha = \frac{H_\alpha}{1 + \alpha \cdot L_o},$$

где h_α — теплотворность смеси при $\alpha \neq 1$; H_α — теплотворность топлива при $\alpha \neq 1$.

Как видно из графика на рис. 3.1, наибольшее количество тепла (h_u) при сгорании ТВС выделяется при $\alpha=1$. Это объясняется следующим. При $\alpha>1$ с увеличением избытка воздуха количество тепла, выделяющегося при сгорании ТВС, уменьшается т.к. в составе смеси уменьшается количество топлива. В области богатых смесей ($\alpha<1$) топливо из-за недостатка кислорода окисляется не полностью, поэтому теплотворность ТВС также снижается.

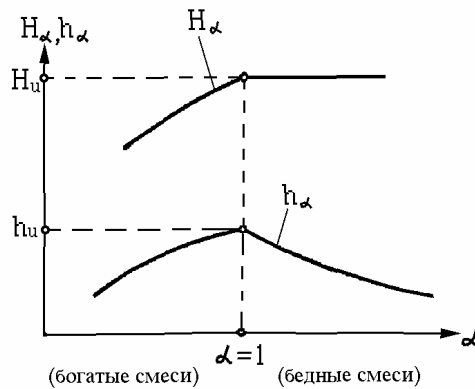


Рис. 3.1. Влияние состава смеси на теплотворность топлива H_α , и топливовоздушной смеси h_α

3.1.2. НАЗНАЧЕНИЕ, ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД

Камеры сгорания ГТД предназначены для подвода тепла к рабочему телу (воздуху).

3.1.2.1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КАМЕРАМ СГОРАНИЯ ГТД

1. Устойчивость горения топливовоздушной смеси (ТВС) в широком диапазоне составов смеси, давления, температур и скорости поступающего в камеру воздуха. Состав ТВС, определяемый коэффициентом избытка воздуха α , оказывает существенное влияние на температуру продуктов сгорания и устойчивость горения. Из рис. 3.2 видно, что при составе смеси, близком к теоретическому, температура горения достигает максимального значения.

При обогащении смеси (уменьшении $\alpha < 1$) температура продуктов сгорания уменьшается вследствие затраты тепла на испарение и нагрев избыточного топлива, не участвующего в горении. При обеднении смеси (увеличении $\alpha > 1$) температура продуктов сгорания уменьшается за счет затраты тепла на нагрев избыточного воздуха. Область устойчивого горения однородной ТВС в зависимости от величины α обозначена границами, соответствующими $\alpha_{\min} \approx 0,4—0,5$ (срыв по богатой смеси) и $\alpha_{\max} \approx 1,3—1,7$ (срыв по бедной смеси).

2. Высокая полнота сгорания топлива. Это требование вызвано стремлением иметь лучшую экономичность двигателя и большую надежность газовой турбины (отсутствие догорания топлива в турбине).

Потери тепла в процессе горения связаны с неполнотой сгорания топлива и передачей части тепла через стенки камеры в окружающую среду. Потери тепла через стенки обычно пренебрежимо малы.

Совершенство процесса подвода тепла к рабочему телу в камере сгорания оценивается коэффициентом полноты сгорания топлива в камере сгорания

$$\eta_r = Q/Q_o,$$

где Q — количество тепла, которое выделилось в камере сгорания в единицу времени при сгорании 1 кг топлива; Q_o — количество тепла, которое могло бы выделиться в камере в единицу времени при полном сгорании 1 кг топлива ($Q_o = H_u$).

На расчетном режиме работы камер сгорания авиационных ГТД $\eta_r = 0,97—0,98$.

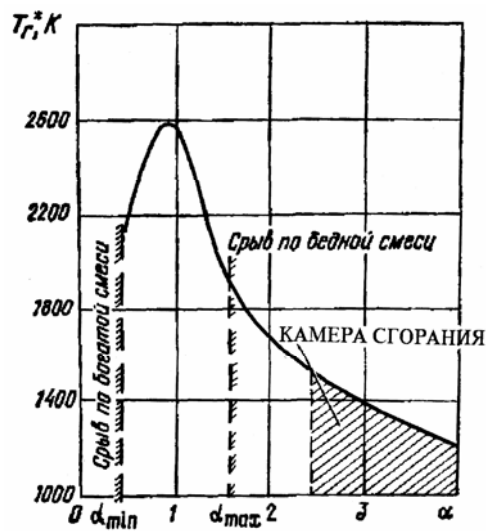


Рис. 3.2. Зависимость температуры продуктов сгорания керосина от коэффициента избытка воздуха

3. Минимальный объем камеры. Размеры камеры сгорания оказывают существенное влияние на габариты и массу ГТД. С уменьшением объема камеры сгорания V повышается ее теплонапряженность Q_V , определяемая как отношение тепла, выделившегося в течение часа в одном кубическом метре объема камеры, к полному давлению воздуха на входе в нее p_K^* :

$$Q_V = \frac{Q}{V_K \cdot p_K^*}.$$

Теплонапряженность камер сгорания ГТД равна $(1,5—6,0) \cdot 10^6$ Дж/ч·м³ Па. Это более чем в 10 раз превосходит теплонапряженность топок паровых котлов.

4. Малое гидравлическое сопротивление. Уменьшение полного давления в камере сгорания, обусловленное наличием гидравлического и теплового сопротивлений, приводит к уменьшению тяги и ухудшению экономичности двигателя.

Потери полного давления в камере сгорания оцениваются коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_{к.с.}$, представляющего собой отношение полного давления на выходе из камеры к полному давлению на входе в нее

$$\sigma_{к.с.} = p_{Г}^* / p_K^*.$$

Для камер сгорания ГТД значение этого коэффициента равно 0,92—0,97.

5. Обеспечение вполне определенного и стабильного поля температур на выходе из основной камеры сгорания. Поле температур на выходе из камеры должно иметь равномерную эпюру в окружном направлении и определенную эпюру в радиальном направлении, определяемую предельно допустимыми напряжениями в лопатках турбины и необходимостью охлаждения корпуса форсажной камеры. В связи с этим эпюра характеризуется пониженными значениями температуры во втулочном и периферийных сечениях.

6. Отсутствие нагарообразования в жаровой трубе и дымления. Выхлопные газы не должны содержать токсичных веществ.

7. Надежный запуск на земле и в воздухе в широком диапазоне высот и скоростей полета.

8. Высокая надежность, большой ресурс, малая масса, простота изготовления, а также эксплуатационная и ремонтная технологичность (простота контроля, малый объем регламентных работ и др.).

Опыт показывает, что требования к камерам сгорания взаимно противоречивы, поэтому поиски разумного компромиссного решения приводят к длительным испытаниям камер в процессе их создания и доводки.

3.1.2.2. КЛАССИФИКАЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД

В зависимости от компоновки и конструктивного выполнения основные камеры сгорания подразделяют на три типа (рис. 3.3): индивидуальные, или трубчатые, трубчато-кольцевые и кольцевые.

Индивидуальная камера представляет собой отдельный узел. На двигателе устанавливаются несколько индивидуальных камер (рис. 3.3. а).

Трубчато-кольцевая камера сгорания (рис. 3.3,б) состоит из нескольких жаровых труб, заключенных в общем кольцевом корпусе.

Кольцевая камера сгорания (рис. 3.3, в) состоит из кольцевой жаровой трубы, размещенной в кольцевом корпусе.

Индивидуальная камера сгорания по сравнению с кольцевой имеет очень неравномерное поле температур в окружном направлении, наибольшие гидравлические потери и потери тепла через стенки, но проста в испытаниях и доводке.

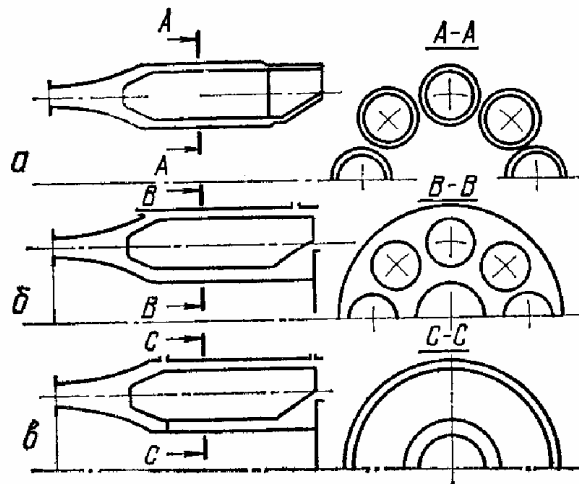


Рис. 3.3. Типы камер сгорания:

а — индивидуальная (трубчатая); б — трубчато-кольцевая; в — кольцевая

Кольцевая камера сгорания отличается более равномерным, чем индивидуальная, полем температур в окружном направлении, наименьшими гидравлическими потерями, минимальными потерями тепла через стенки, но для испытания и доводки требует больших испытательных стендов.

Трубчато-кольцевая камера сгорания по своим достоинствам и недостаткам занимает промежуточное положение между индивидуальной и кольцевой камерами сгорания.

По направлению движения воздуха относительно направления впрыска топлива различают прямоточные и противоточные, осевые и радиальные камеры, сгорания. В современных ГТД нашли широкое применение прямоточные кольцевые и трубчато-кольцевые камеры сгорания.

3.1.3. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

Во всех рассмотренных типах камер сгорания процесс горения протекает практически одинаково и организуется на основе одних и тех же принципов.

Горение ТВС в камере сгорания ГТД представляет собой сложный физико-химический процесс, который состоит из последовательно и параллельно протекающих процессов распыления форсунками топлива, смешения его с воздухом, воспламенения и химических реакций окисления (горения).

При организации процесса горения в камере сгорания учитываются следующие особенности:

1. Температура перед турбиной ограничена прочностью последней и для современных ГТД не превышает 1600—1650 К. Как видно из рис. 3.2, такие температуры сгорания получаются при $\alpha > 2,5$. *

Однако однородные ТВС при таких α не воспламеняются и не горят.

2. Скорость потока воздуха на входе в камеру сгорания достигает 150—200 м/с**.

* Для двигателя ТВ2-117 максимально допустимая температура газов перед турбиной составляет 1153 К, поэтому величина коэффициента избытка воздуха равна 3,5—6.

** У двигателя ТВ2-117 $C_K = 110—120$ м/с.

Скорость воздуха в жаровой трубе составляет 50—80 м/с, что существенно превышает скорость распространения пламени (10—15 м/с) и поэтому, если не принять специальных мер, пламя будет вынесено потоком за пределы камеры.

Учитывая эти особенности, организация процесса сжигания топлива в камерах сгорания основывается на следующих двух принципах, обеспечивающих устойчивое горение при больших α и высоких скоростях движения воздушного потока:

— ступенчатом подводе воздуха к топливу и продуктам сгорания, за счет чего создается сначала необходимое обогащение ТВС смеси в зоне горения, обеспечивающее высокую температуру горения, а затем—обеднение, приводящее к понижению температуры к выходу из камеры;

— стабилизации места нахождения пламени за счет создания зоны обратных токов, заполненной горячими продуктами сгорания, непрерывно поджигающими свежую ТВС.

Рассмотрим, как реализуются эти два принципа на примере кольцевой камеры сгорания, показанной на рис. 3.4. Камера сгорания состоит из жаровой трубы 1 с завихрителем 5 на входе, корпуса 2, форсунки 4 для подачи топлива, пускового воспламенителя 6. Входная часть корпуса камеры для уменьшения скорости воздуха на входе в нее выполняется диффузорной.

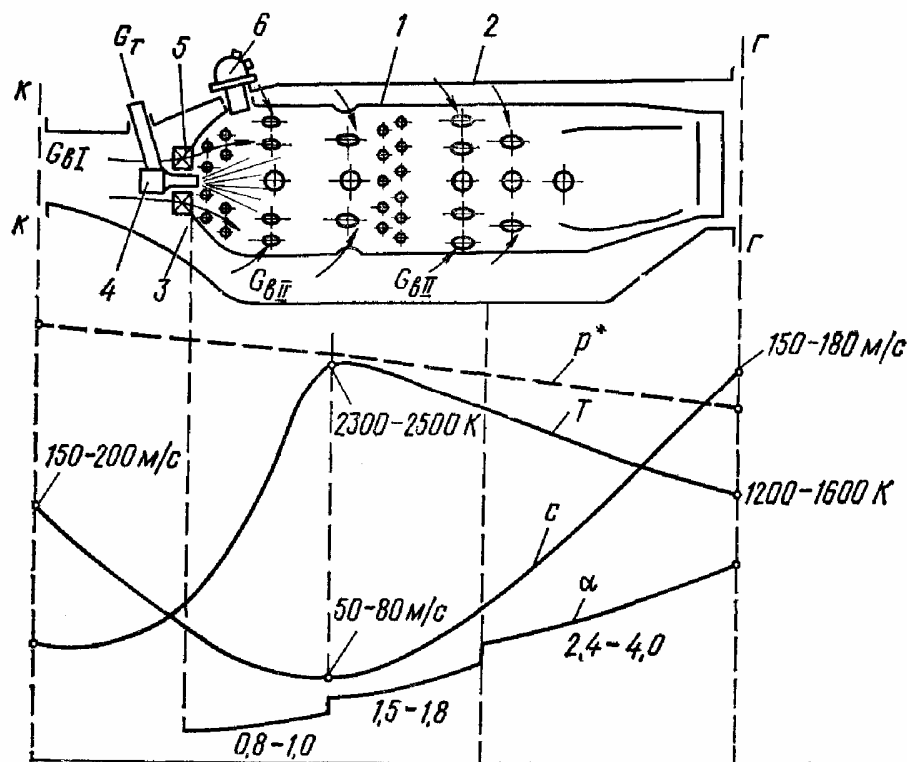


Рис. 3.4. Схема кольцевой камеры сгорания и изменение параметров газа в ней:

1—жаровая труба; 2 — корпус; 3 — диффузор; 4 — форсунка; 5 — лопаточный завихритель; 6 — пусковой воспламенитель

Процесс смесеобразования является одним из наиболее ответственных, так как его качество во многом определяет скорость и полноту сгорания. Топливо в жаровую трубу подается через центробежные форсунки, обеспечивая распыл его на мельчайшие капли с диаметрами, приблизительно равными 20—100 мкм. Для получения хорошего распыла перепад давления на форсунке должен быть не менее 30—50 кгс/см². Конус распыла топлива, выходящего из форсунки, перекрывает большую часть или все поперечное сечение жаровой трубы, что обеспечивает равномерное распределение топлива в потоке воздуха. Капли топлива испаряются, перемешиваются с воздухом, в результате чего образуется ТВС. Горит топливо только в паровой фазе.

Воздух, подводимый в камеру сгорания, делится на два потока: первичный и вторичный. Первичный поток воздуха $G_{в1}$ (25—50% от всего расхода) поступает через завихритель в передней части жаровой трубы непосредственно в зону горения, где и образуется богатая смесь с $\alpha=0,8—1$. Это, как видно из рис. 3.2, обеспечивает устойчивое горение смеси с максимальной температурой (2300—2600 К) и скоростью.

Вторичный поток воздуха $G_{в2}$ (75—50% от всего расхода), протекая между стенкой жаровой трубы и корпусом камеры сгорания, поступает в жаровую трубу через задние ряды отверстий в ней. С помощью

смешения горячих газов со вторичным воздухом происходит понижение температуры продуктов сгорания до допустимой для лопаток турбины. Вторичный воздух используется также для охлаждения стенок жаровой трубы.

Та часть жаровой трубы, где вторичный воздух смешивается с продуктами сгорания, называется зоной смешения. Четкой границы между зонами горения и смешения не существует. В камерах сгорания существующих ГТД каждая из зон занимает приблизительно половину общей длины жаровой трубы.

Отметим, что вследствие резкого снижения температуры и возрастания коэффициента избытка воздуха горение в зоне смешения практически прекращается. В связи с этим та часть топлива, которая не успела прореагировать в зоне горения, в зоне смешения не сгорит.

Для обеспечения стабилизации горения в передней части жаровой трубы (зоне горения) с помощью завихрителей создается зона обратных токов. Широкое распространение в ГТД нашли лопаточные завихрители.

Лопаточный завихритель устанавливается в передней торцевой части жаровой трубы (рис. 3.5). Основная часть первичного воздуха поступает в зону горения через завихритель. Лопатками завихрителя воздух закручивается и возникающими при этом центробежными силами отбрасывается к стенкам жаровой трубы. В результате этого у оси жаровой трубы образуется зона пониженного давления. В эту зону устремляется газ из области повышенного давления, то есть навстречу основному потоку. В результате образуется циркуляционное движение, вызывающее появление области малых скоростей течения газа, то есть условий для стабилизации пламени (рис. 3.5), а также подачу горячих продуктов сгорания к факелу распыленного топлива, что способствует его быстрому испарению. Зона обратных токов (ЗОТ) обеспечивает быстрое испарение капель, перемешивание паров топлива с воздухом и непрерывное поджигание ТВС.

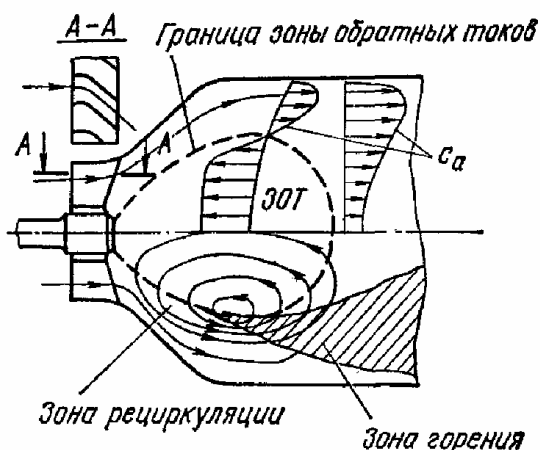


Рис. 3.5. Схема структуры потока за лопаточным завихрителем

Следует отметить, что центробежные форсунки распыляют топливо так, что на оси струи концентрация топлива мала, а на некотором удалении от оси, соответствующем радиусу конуса распыла, достигает максимума. Такое распределение топлива по поперечному сечению камеры совместно с описанной структурой воздушного потока за завихрителем создает в области вихревого слоя повышенные концентрации топлива ($\alpha > 1$). Поэтому в области вихревого слоя на границе основного потока, и зоны обратных токов (области малых скоростей) создаются условия для воспламенения смеси и стабилизации пламени.

Характер изменения параметров газа в камере сгорания показан на рис. 3.4. Температура газа сначала возрастает за счет сгорания топлива, а затем понижается вследствие подмешивания вторичного (относительно холодного) воздуха. Скорость воздуха за счет торможения в диффузоре и наличия зоны обратных токов уменьшается, а затем возрастает вследствие расширения газа (в направлении движения) при его нагревании. Полное давление в камере несколько понижается из-за гидравлического и теплового сопротивлений. Коэффициент избытка воздуха в камере возрастает по мере подмешивания вторичного воздуха.

Первоначальное воспламенение ТВС при запуске ГТД осуществляется специальным пусковым воспламенителем, представляющим собой малогабаритную камеру сгорания, в которой имеются свеча зажигания и топливная форсунка. По окружности камеры сгорания обычно устанавливаются 2—5 таких воспламенителей. Факелы пламени, созданные ими, воспламеняют смесь в жаровых трубах.

3.2. КОНСТРУКЦИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

Камера сгорания — кольцевого типа, расположена на двигателе между компрессором и турбиной.

В узел камеры сгорания входят: наружный и внутренний корпусы диффузора (рис. 3.6), корпус камеры сгорания, жаровая труба, восемь рабочих топливных форсунок, два пусковых воспламенителя и восемь подвесок жаровой трубы.

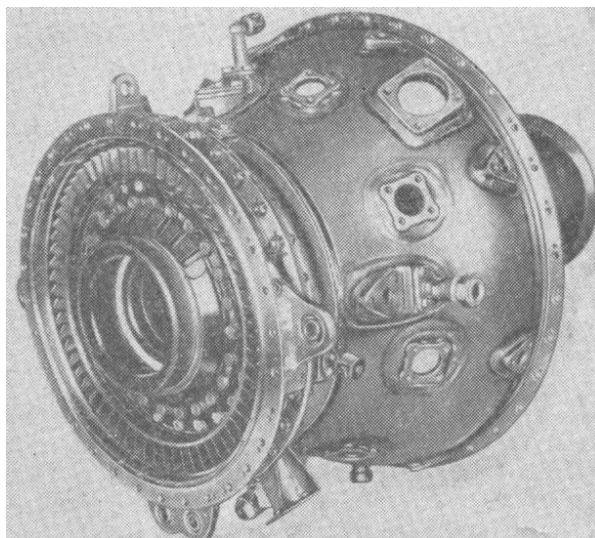


Рис. 3.6. Диффузор камеры сгорания, собранный с направляющим аппаратом X ступени компрессора и II опорой роторов двигателя

3.2.1. КОРПУСЫ ДИФфуЗОРА

3.2.1.1. НАРУЖНЫЙ КОРПУС

Наружный корпус диффузора — сварной конструкции (рис. 3.7), выполнен из титанового сплава и представляет собой профилированную конусного вида обечайку с приваренными и обработанными фланцами. Передним фланцем наружный корпус 1 (рис. 3.8) крепится к заднему корпусу компрессора, а задним фланцем — к корпусу 4 камеры сгорания.

В средней части корпуса имеется восемь квадратных фланцев для крепления топливных рабочих форсунок 2 и четыре спаренных треугольных фланца 9 для крепления труб подвода масла к опорам роторов двигателя, слива масла из опор и суфлирования полостей опор.

В заднем поясе корпуса есть восемь треугольных фланцев для крепления подвесок 3 жаровой трубы 5 и два квадратных фланца для крепления пусковых воспламенителей 12. В нижней части корпуса приварена бобышка под штуцер 10 для трубки отвода топлива из камеры сгорания в дренажную систему.

3.2.1.2. ВНУТРЕННИЙ КОРПУС

Внутренний корпус 8 диффузора сварной конструкции выполнен из титанового сплава и представляет собой трубу с профилированной стенкой в передней части и раструбом в задней части. Передним фланцем внутренний корпус крепится к направляющему аппарату X ступени компрессора, а задним фланцем — к внутреннему фланцу соплового аппарата турбины компрессора.

Неравномерность скоростей и давлений потока воздуха на входе в жаровую трубу вызывает нестабильное и неравномерное температурное поле газов перед турбиной. Для равномерности скоростей и давлений потока воздуха передняя часть внутреннего корпуса диффузора выполнена с кольцевым уступом, стабилизирующим отрыв потока в диффузоре. На стенке диффузора при помощи кронштейнов закреплен профилированный рассекатель 7, разделяющий диффузор на две кольцевые диффузорные полости с меньшей степенью раскрытия.

В передней части корпуса выполнены четыре пары отверстий для труб подвода масла к опоре

роторов двигателя, слива масла из опоры и суфлирования полостей опоры. На внутренней поверхности внутреннего корпуса диффузора приварено кольцо для уплотнения. Соединение корпусов диффузора с направляющим аппаратом X ступени компрессора и корпусом второй опоры роторов двигателя показано на рис. 3.6

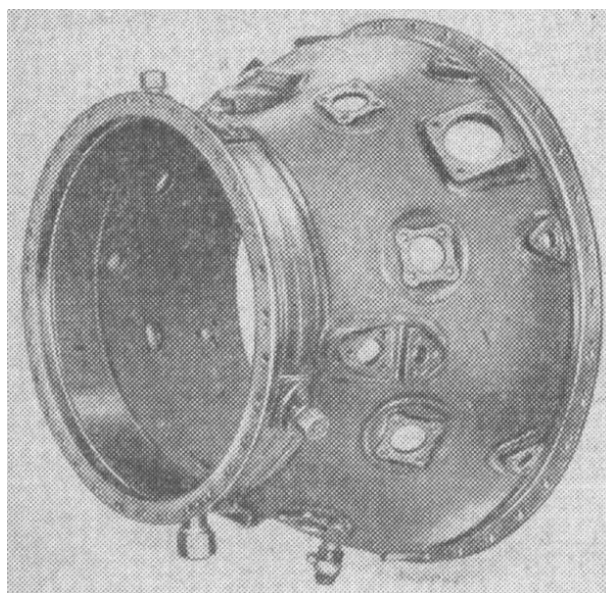


Рис. 3.7. Наружный корпус диффузора (вид спереди слева)

3.2.2. КОРПУС КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Корпус 4 (см. рис. 3.8) камеры сгорания выполнен из титанового сплава и представляет собой цилиндр с конусной задней частью, имеющий передний и задний кольцевые фланцы. Передним фланцем корпус камеры сгорания крепится к наружному корпусу 1 диффузора, а задним фланцем — к наружному фланцу соплового аппарата турбины компрессора.

На наружной поверхности корпуса камеры сгорания расположены треугольный фланец для крепления патрубка 6 отбора горячего воздуха в противообледенительную систему двигателя, кронштейны 11 для блока дренажных клапанов и кронштейн 13 для переходной колодки термопар.

3.2.3. ЖАРОВАЯ ТРУБА

Жаровая труба (рис. 3.9 и 3.10) — кольцевого типа, сварной конструкции, изготовлена из листовой жаропрочной стали.

Жаровая труба (см. рис. 3.10) состоит из наружного 2 и внутреннего 3 обтекателей, трех наружных 4, 5, 6 и трех внутренних 9, 10, 11 цилиндрических и конических секций.

Во внутренний обтекатель вварены восемь завихрителей 1, имеющих в центре «плавающее» кольцо 7, в которое входит топливная форсунка. На внутренней поверхности кольца выполнены продольные пазы для прохода воздуха на обдув форсунки. Подвижность (в радиальном направлении) «плавающих» колец устраняет выработку форсунок при нагреве и расширении жаровой трубы.

В зону горения жаровой трубы воздух поступает через восемь завихрителей 1, а также через отверстия в наружном обтекателе 2.

Распыленное форсункой топливо сгорает в завихренном потоке воздуха и горячие газы попадают в зону смешивания с воздухом. В жаровую трубу для охлаждения и обеспечения устойчивого горения добавляется свежий вторичный воздух через отверстия в первых (наружной 4 и внутренней 9) секциях, а затем через отверстия вторых (наружной 5 и внутренней 10) секций. Отверстия первых и вторых секций имеют отбортовки.

Количество и размер отверстий в секциях жаровой трубы подобраны так, что они обеспечивают хорошее перемешивание газов, высокий коэффициент полноты сгорания и равномерное температурное поле. Эффективное охлаждение боковых стенок секций жаровой трубы осуществляется вторичным воздухом, входящим внутрь жаровой трубы через четыре наружных и четыре внутренних ряда щелей, образованных рифлеными лентами 8. Этот воздух омывает стенки жаровой трубы изнутри.

Жаровая труба крепится к наружному корпусу диффузора восемью радиальными подвесками. Хвостовая часть жаровой трубы соединяется с обоймой соплового аппарата турбины компрессора. При работе двигателя происходит осевое перемещение жаровой трубы по обойме соплового аппарата турбины компрессора от температурных расширений жаровой трубы. Для устранения заедания при перемещениях жаровой трубы по внутренней обойме соплового аппарата турбины на внутренней опорной секции жаровой трубы установлено плавающее кольцо, которое фиксируется от проворачивания стопорами.

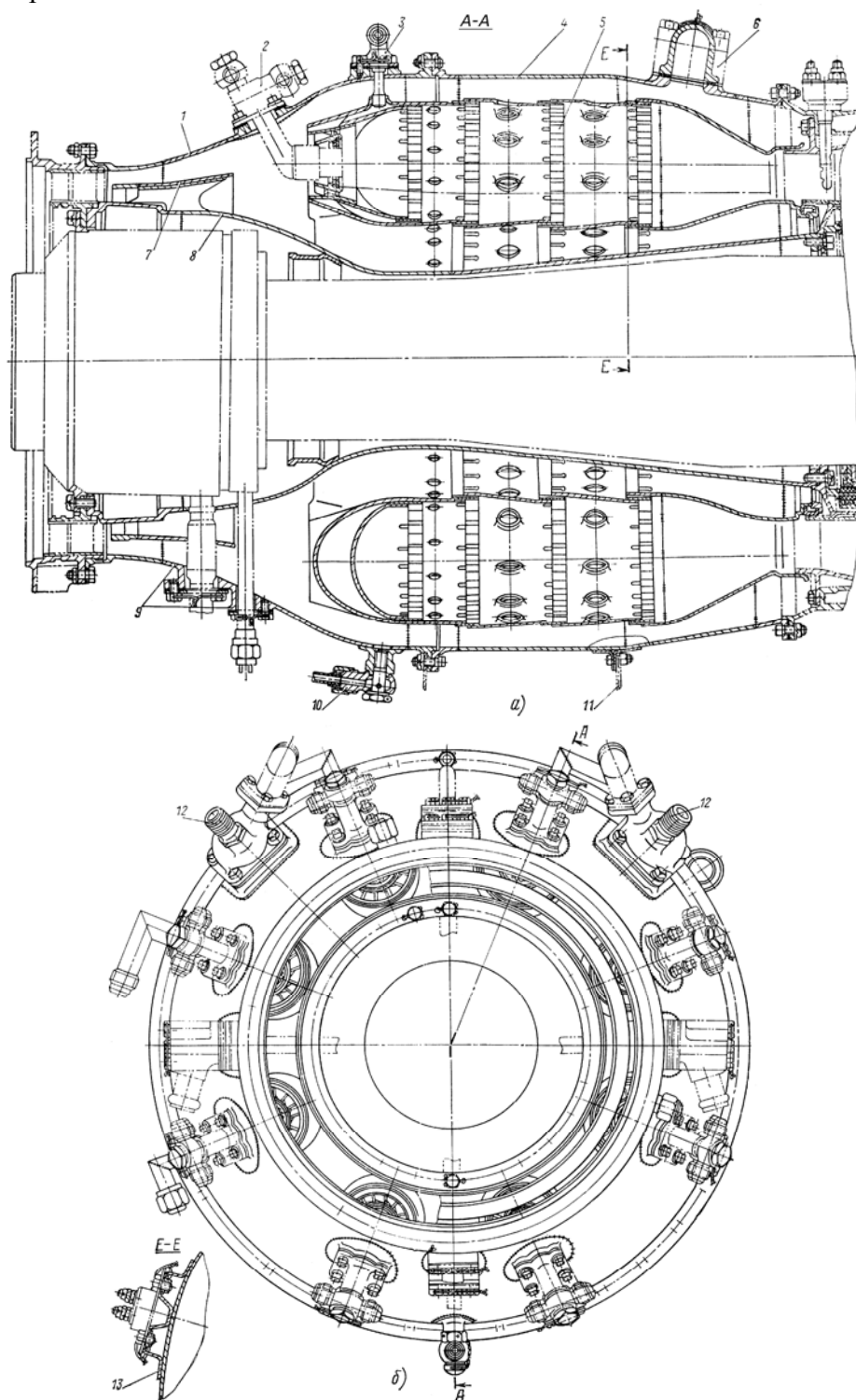


Рис. 3.8. Камера сгорания:

а) — разрез; б) — вид спереди

- 1 — корпус наружный; 2 — топливная рабочая форсунка; 3 — подвеска жаровой трубы; 4 — корпус камеры сгорания; 5 — жаровая труба; 6 — патрубок отбора горячего воздуха в противообледенительную систему; 7 — рассекатель; 8 — внутренний корпус диффузора; 9 — фланцы для крепления труб подвода масла к опоре и слива масла из опоры; 10 — штуцер отвода топлива; 11 — кронштейн для крепления блока дренажных клапанов; 12 — пусковые воспламенители; 13 — кронштейн для крепления колодки терморпар

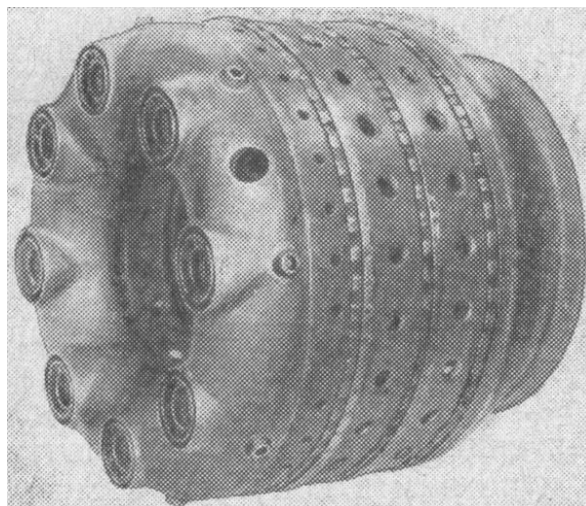


Рис. 3.9. Жаровая труба (вид спереди слева)

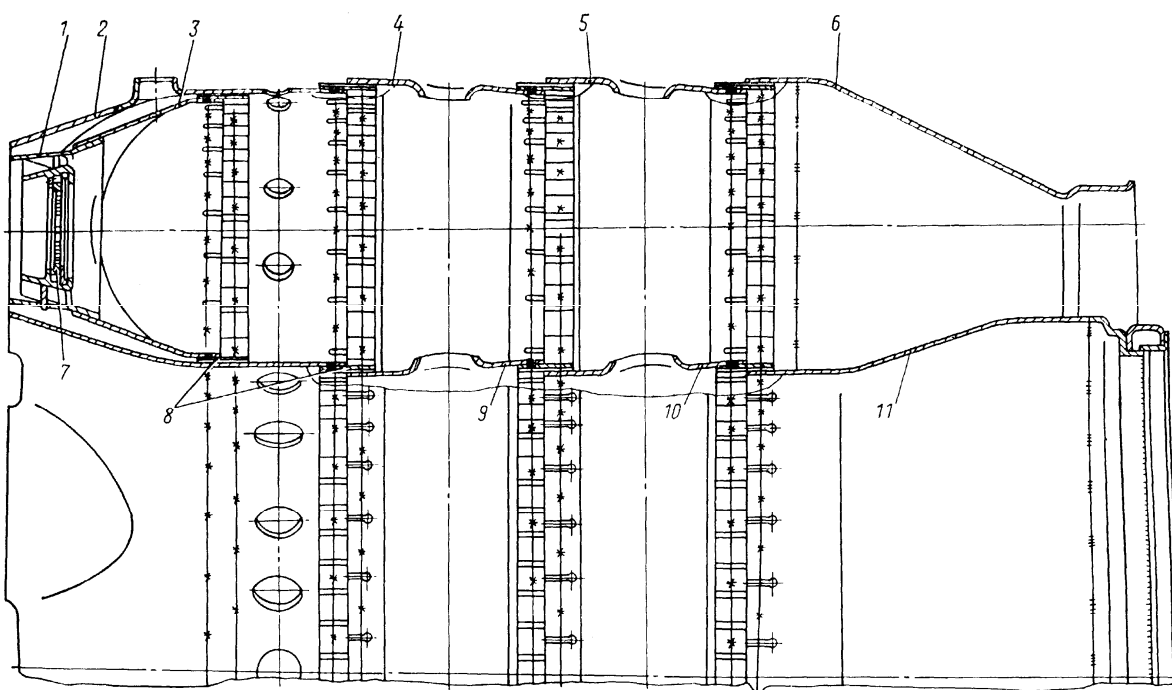


Рис. 3.10. Жаровая труба (разрез верхней части):

1 — завихритель; 2 — обтекатель наружный; 3 — обтекатель внутренний; 4, 5 и 6 — секции наружные; 7 — кольцо плавающее; 8 — ленты рифленые; 9, 10 и 11 — секции внутренние

3.2.4. ТОПЛИВНАЯ РАБОЧАЯ ФОРСУНКА

Топливная форсунка двигателя (рис. 3.11 и 3.12) — двухсопловая, двухканальная, центробежная.

Корпус 1 (см. рис. 3.12) форсунки имеет фланец крепления. Во входной части корпуса смонтированы штуцера 14 подвода топлива первого контура и 18 подвода топлива второго контура.

В выходную часть корпуса монтируют распыливающие и фильтрующие элементы первого и второго контуров и закрепляют их гильзой 2 с уплотнительным 11 и нажимным 10 кольцами.

Распыливающими элементами первого контура являются завихритель 7 и сопло-завихритель 6, а второго контура — сопло-завихритель 6 и сопло 3.

Фильтр первого контура состоит из стержня 8 с намотанной на него фильтрующей сеткой. Сетка прижата к стержню 8 проволокой. Фильтр второго контура состоит из гильзы 4 с намотанной на нее фильтрующей сеткой. В обоих фильтрах применена сетка с ячейкой 40 мкм.

Сопла выполнены с малой камерой завихрения, что обеспечивает хорошее качество распыла топлива на режиме запуска и при низких температурах топлива. Подача топлива по первому контуру

производится во время запуска двигателя и на всех режимах его работы. Подача топлива по второму контуру производится только на рабочих режимах при достижении в топливной системе определенного давления.

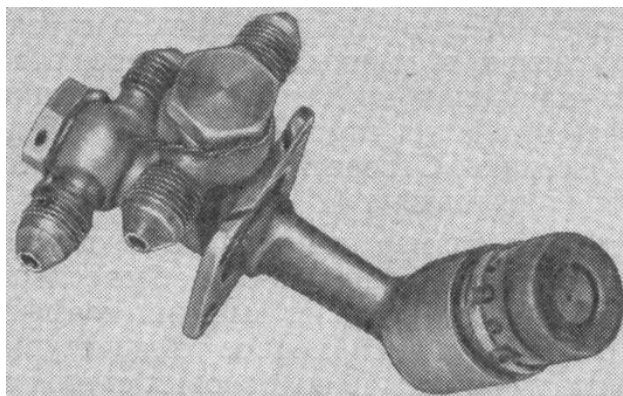


Рис. 3.11. Топливная рабочая форсунка (внешний вид)

Топливо в первый контур поступает через штуцер 14 по каналу А в полость Д, затем проходит фильтр 8 и поступает к завихрителю 7. Топливо проходит с наружной стороны завихрителя через продольные пазы в буртике завихрителя и поступает к торцовым тангенциально расположенным пазам завихрителя и по ним — в конусную камеру завихрения. Проходя тангенциальные пазы, топливо закручивается и через сопло 6 первого контура выходит в виде полого конуса.

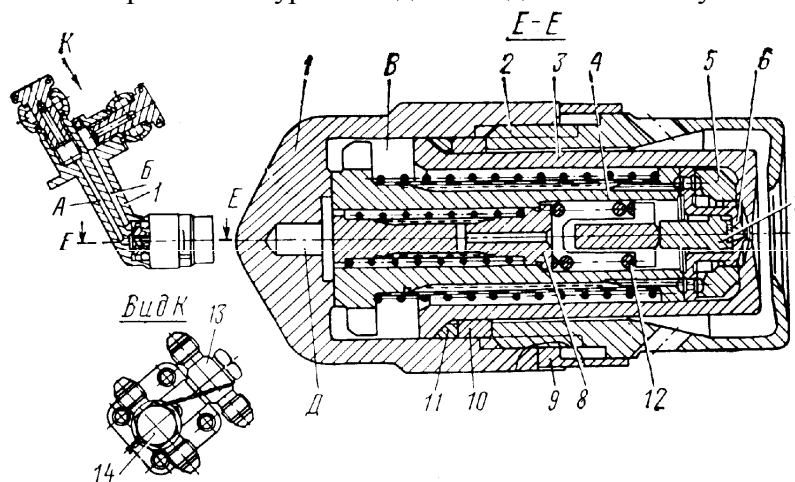


Рис. 3.12. Топливная рабочая форсунка (разрезы):

1 — корпус; 2 — гильза; 3 — сопло второго контура, 4 — гильза фильтрующая; 5 — обойма;
6 — сопло-завихритель; 7 — завихритель; 8 — стержень фильтра; 9 — кольцо котировочное;
10 — кольцо нажимное; 11 — кольцо уплотнительное; 12 — пружина; 13 — штуцер подвода топлива второго контура; 14 — штуцер подвода топлива первого контура

Подача топлива по второму контуру производится через штуцер 13, канал Б в полость В и затем через фильтрующую гильзу 4 — в полость перед завихрителем.

Сопло-завихритель 6 первого контура является также частью завихрителя второго контура. На наружной части сопла имеется посадочный пояс, в котором прорезаны три спиральные канавки. На сопло напрессована обойма 5, образующая с соплом канавки завихрения.

Топливо, проходя тангенциальные пазы, под действием центробежных сил закручивается и через сопло второго контура выходит в виде полого конуса.

Внутренняя герметичность между дозирующими деталями первого и второго контуров обеспечивается по притертым торцам затяжкой их гильзой 2 и поджатием завихрителя 7 пружиной 12. Внешняя герметичность обеспечивается тарированным обжатием конусного медного уплотнительного кольца 11 между корпусом 1 и соплом 3 форсунки.

После затяжки гильзу контрят на корпусе 1 специальным контровочным кольцом 9. Воздух, поступающий через отверстия в гильзе, обдувает сопло и исключает появление нагара на сопле.

3.2.5. ПУСКОВОЙ ВОСПЛАМЕНИТЕЛЬ

Зажигание топливоздушной смеси в камере сгорания производится двумя воспламенителями (рис. 3.13), установленными на наружном корпусе диффузора камеры сгорания и работающими одновременно при запуске двигателя.

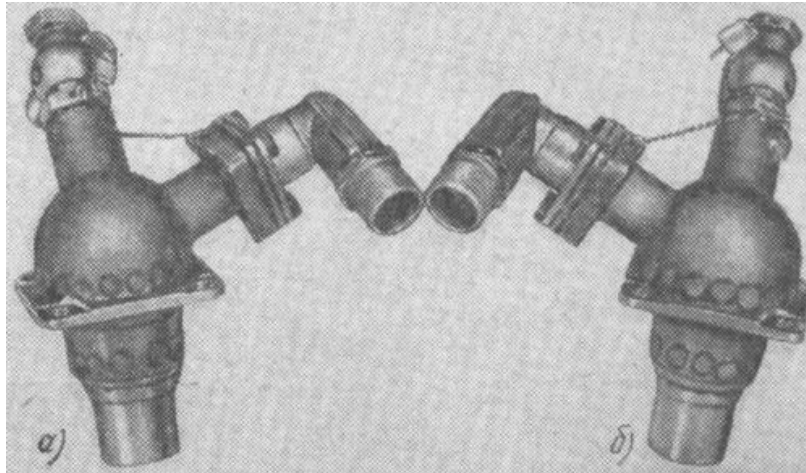


Рис. 3.13. Пусковой воспламенитель:
а — левый; б — правый

Пусковой воспламенитель (рис. 3.14) состоит из корпуса 4 с патрубком 1, запальной свечи 12 и пусковой топливной форсунки. Форсунка и запальная свеча крепятся на бобышках, имеющих на сферической наружной поверхности корпуса воспламенителя. Фланец нижней части корпуса воспламенителя крепится к конусу наружного диффузора. Патрубок 1 корпуса соединяет полость жаровой трубы камеры сгорания с полостью воспламенителя, при этом эллипсное окно 3 и отверстие против свечи находятся в наружном кольцевом канале воздушного потока. Поступающий через окно 3 и отверстие воздух направляется экраном 2 к соплу пусковой форсунки, обеспечивая сгорание топлива, поступающего через форсунку.

Форсунка пускового воспламенителя состоит из штуцера 5, фильтра 7, распылителя 11 с заглушкой 10 и прокладки 8.

Фильтр 7 представляет собой точно посаженный в отверстие штуцера стержень, на цилиндрической части которого нарезана мелкая резьба и четыре паза, два из которых не выходят на один торец, а два других — на другой торец. Фильтрующим элементом фильтра является мелкая резьба. Стержень поджат пружиной 6.

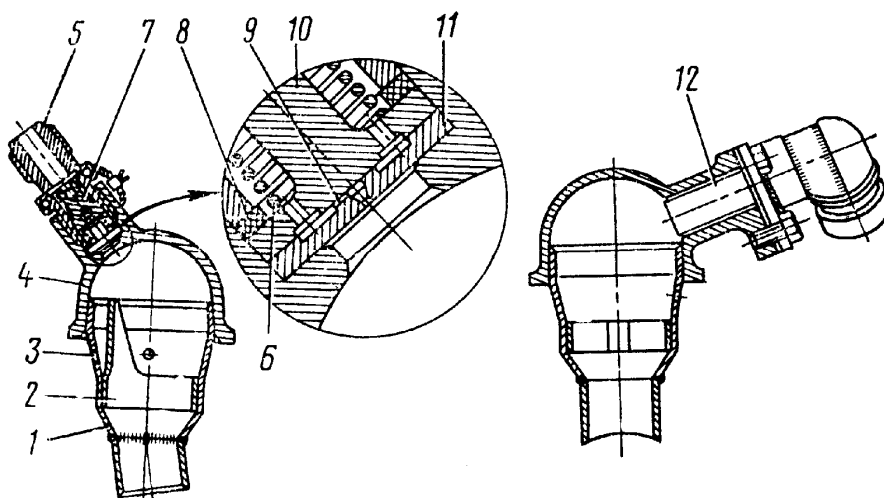


Рис. 3.14. Пусковой воспламенитель (разрез):

1 — переходник; 2 — экран; 3 — окно в переходнике; 4 — корпус; 5 — штуцер; 6 — пружина;
7 — фильтр; 8 — прокладка; 9 — каналы тангенциальные; 10 — заглушка; 11 — распылитель;
12 — свеча запальная

Факел пламени топлива, подожженного в камере пускового воспламенителя, выбрасывается через патрубок 1 в жаровую трубу и поджигает топливо, поступающее из основных топливных форсунок. После воспламенения топлива в жаровой трубе пусковой воспламенитель прекращает свою работу (подача топлива в пусковую форсунку отсекается электромагнитным клапаном).

Для исключения закоксовывания пусковой форсунки предусмотрена обратная продувка магистрали пускового топлива чистым воздухом из воспламенителя через сопло пусковой форсунки. Эта продувка одновременно очищает форсунки и магистраль от сливного топлива.

4. ТУРБИНЫ, ВЫХЛОПНОЕ УСТРОЙСТВО

4.1. ВЫХОДНОЕ УСТРОЙСТВО ТВАД

4.1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТУРБИНАХ ТВАД

Вертолетный газотурбинный двигатель (ТВАД) имеет две кинематически не связанные между собой газовые турбины: турбину компрессора и свободную турбину (рис.4.1). Газовая турбина представляет собой лопаточную машину, в которой энергия сжатого и нагретого газа и преобразуется в механическую работу на ее валу. Рабочий газ на турбину поступает из камеры сгорания. Направление движения газа в турбинах существующих двигателей ориентировано, в основном, по оси двигателя, поэтому такие турбины называются осевыми.

Мощность, экономичность и надежность работы газотурбинного двигателя в значительной степени определяется совершенством конструкции и рабочего процесса турбины. Поэтому к турбинам предъявляются ряд требований, основными из которых являются:

1. Газовая турбина должна иметь большую долговечность и надежность, что обеспечивается: высоким качеством применяемых материалов и тщательным контролем за состоянием основных элементов турбины в эксплуатации; применением специальной системы охлаждения, обеспечивающей отвод тепла от самых нагруженных узлов турбины; точным выполнением требований инструкций по летной и технической эксплуатации двигателя.

2. Газовая турбина должна иметь высокий коэффициент полезного действия. С увеличением КПД турбины, увеличивается работа расширения газа, которая преобразуется в механическую работу и используется для вращения компрессора, несущего, рулевого винтов и вспомогательных агрегатов. Это приводит к уменьшению удельного расхода топлива и удельной массы двигателя. Увеличение КПД турбины достигается: оптимальным выбором числа ступеней турбины компрессора и свободной турбины; уменьшением потерь на трение и предотвращением срыва потока путем тщательной обработки профилей лопаток; уменьшением потерь на перетекание рабочего газа по радиальным зазорам.

3. Газовая турбина должна развивать большую мощность при минимальной массе и габаритах. Мощность турбин современного ГТД достигает 10000 л. с. (7350 кВт) и более. Масса турбин составляет 25—35% массы всего двигателя.

Увеличение мощности турбин обеспечивается: увеличением температуры газов перед турбиной достигающей для современных ГТД 1600 К; применением специальных жаропрочных и жаростойких материалов для изготовления основных высоконагруженных узлов турбин; оптимизацией рабочего процесса расширения газа в турбине.

4. Газовая турбина должна обладать хорошей технологичностью конструкции, обеспечивающей простоту технического обслуживания и эксплуатации.

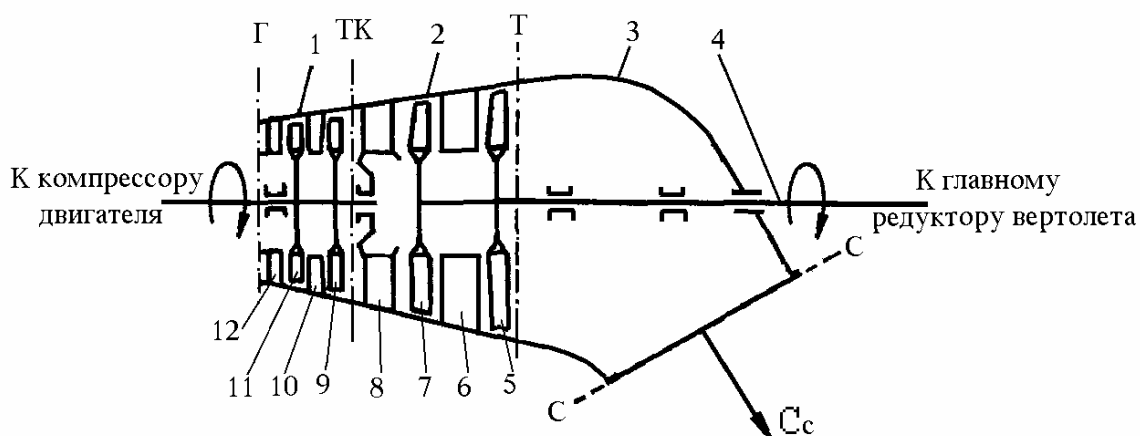


Рис. 4.1. Схема турбин и выходного устройства ТВАД:

1— турбина компрессора; 2— свободная турбина; 3— выходное устройство; 4— вал отбора мощности; 5,7— рабочие колеса свободной турбины; 6,8— сопловые аппараты свободной турбины; 9,11— рабочие колеса турбины компрессора; 10,12— сопловые аппараты турбины компрессора

Осевая турбина состоит из неподвижных рядов лопаток (рис. 4.1), образующих сопловые аппараты, и вращающихся дисков с закрепленными на них рабочими лопатками — рабочих колес. Совокупность соплового аппарата и расположенного за ним рабочего колеса называется ступенью газовой турбины (рис. 4.2). Сопловой аппарат (СА) предназначен для разгона и подвода потока газа под определенным углом к лопаткам рабочих колес. В рабочем колесе (РК) происходит отвод энергии от газового потока. При взаимодействии газового потока с лопатками РК образуются силы, создающие крутящий момент на валу турбины.

Расширение газов в турбине происходит при более высокой температуре, чем сжатие в компрессоре, поэтому в одной ступени турбины может быть получена большая работа расширения, чем работа сжатия, сообщаемая в ступени осевого компрессора. Вследствие этого турбины выполняются с меньшим числом ступеней, чем компрессоры.

В турбинах существующих ТВаД газ проходит через несколько последовательно расположенных ступеней. В каждой из них осуществляется преобразование энергии газа в механическую работу. Поэтому для понимания принципа работы турбины в целом необходимо изучить принцип работы одной ее ступени.

4.1.2. РАБОТА СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

4.1.2.1. ПРИНЦИП РАБОТЫ СТУПЕНИ

Поток воздуха, движущийся через проточную часть произвольной ступени турбины (рис. 4.2) можно представить состоящим из отдельных струек тока, каждая из которых движется по поверхности, приближенной к цилиндрической. Для рассмотрения течения газа в СА и РК рассечем ступень цилиндрической поверхностью радиусом R и развернем полученное сечение на плоскость (рис. 4.3). Лопатки СА и РК представятся в виде двух рядов (решеток) профилей, образующих суживающиеся межлопаточные каналы.

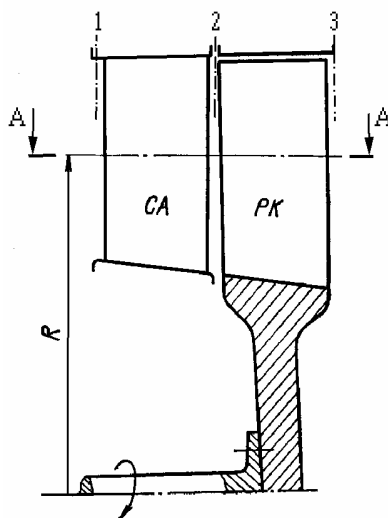


Рис. 4.2. Схема ступени осевой газовой турбины

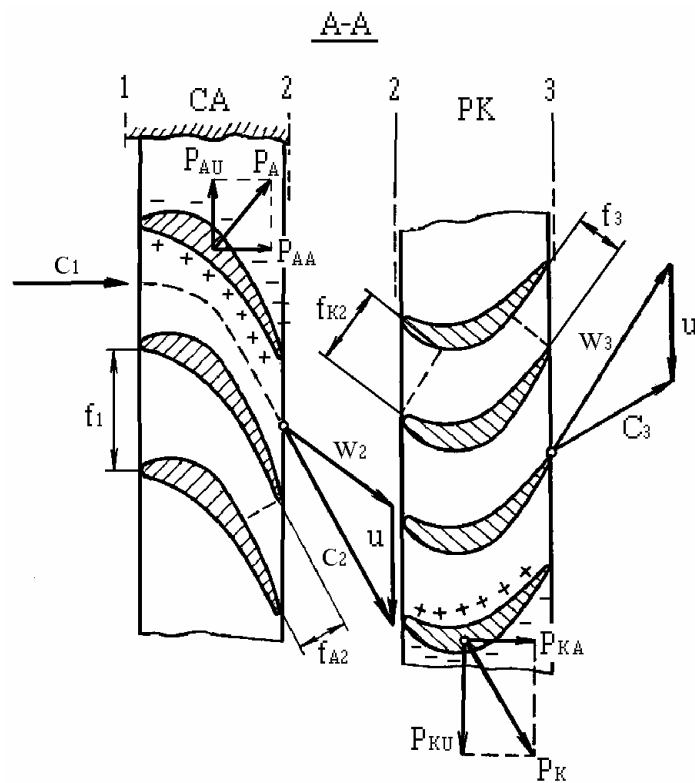


Рис. 4.3. Схема течения газа в решетках ступени осевой турбины

*Обозначение одноименных величин параметров решеток турбины и компрессора совпадают. См. пособие «Основы теории осевого компрессора ТВаД» п.1.3.1.

В межлопаточных каналах СА происходит преобразование части энтальпии газа в кинетическую энергию, то есть абсолютная скорость газа в сопловом аппарате увеличивается ($C \uparrow$), а давление и температура соответственно уменьшаются ($p \downarrow, T \downarrow$). В межлопаточных каналах РК давление и температура газа уменьшаются, а относительная скорость увеличивается ($W \uparrow$). В РК газ отдает энергию на вращение колеса, так что в данном случае уменьшается и кинетическая энергия ($C \downarrow$), и энтальпия газа ($i \downarrow$) о чем свидетельствует уменьшение параметров состояния газа ($p \downarrow, T \downarrow$) (см. рис.4.4). Следовательно, расширение газа происходит как в СА, так и в РК ступени турбины. У существующих двигателей 60÷70% работы расширения газа совершается в СА, 30÷40% — в РК.

Входные кромки лопаток СА должны быть ориентированы по направлению вектора C_1 , входные кромки лопаток РК — по направлению вектора W_2 . Это предотвратит срыв потока с лопаток и уменьшит гидравлические потери.

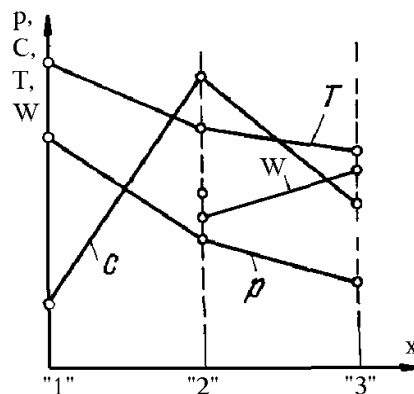


Рис. 4.4. Изменение параметров газа в ступени осевой турбины

Перед входом в СА ступени газ имеет абсолютную скорость C_1 . В суживающихся межлопаточных каналах СА поток разгоняется и поворачивается сторону вращения РК, имея на выходе из СА скорость C_2 ($C_1 < C_2$). При взаимодействии газового потока с лопатками СА создается разность давлений: на

вогнутой поверхности (корытце) образуется зона повышенного давления, на выпуклой (спинке) — пониженного. На рис.4.3 знаками «плюс» и «минус» обозначены соответственно области повышенного и пониженного давлений по отношению к давлению на выходе из межлопаточных каналов. В результате перепада давлений возникает сила $\overline{P_A} = \overline{P_{AA}} + \overline{P_{AU}}$, действующая на лопатки СА.

При обтекании газом лопаток РК вследствие поворота потока на вогнутой поверхности лопаток (корытце) образуется зона повышенного давления, а на выпуклой (спинке) — пониженного. В результате возникает сила $\overline{P_K} = \overline{P_{KA}} + \overline{P_{KU}}$.*

Сила P_{KU} нагружает вал двигателя крутящим моментом. Кроме того, сила P_{KU} осуществляет вращение роторов двигателя, обеспечивая этим получение на валу полезной мощности. Остальные силы нагружают: вал двигателя силами растяжения, корпус — силами растяжения и крутящим моментом. Направление сил и моментов, действующих на СА РК турбины, противоположны по знаку силам и моментам, действующим на НА и РК компрессора. Поэтому эти силы и моменты в значительной мере взаимно уравниваются на деталях, соединяющих компрессор и турбину, и в меньшей степени передаются на узлы крепления двигателя.

4.1.2.2. СТЕПЕНЬ ПОНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В СТУПЕНИ

Основным параметром ступени турбины, который характеризует ее нагруженность, является степень понижения давления газа в ступени $\pi_{ст}$ ($\pi_{ст}^*$).

Степенью понижения давления газа в ступени турбины называется отношение полного давления в сечении перед ступенью к статическому давлению в сечении за ней:

$$\pi_{ст} = \frac{p_1^*}{p_3},$$

или через полные параметры:

$$\pi_{ст}^* = \frac{p_1^*}{p_3^*},$$

Обычно $\pi_{ст}^* = 1,6 \div 2$ и только в одноступенчатых турбинах ТРД она достигает 2,8.

*Подробнее механизм образования газовых сил, действующих на лопатки, изложен в пособии «Основы теории осевого компрессора ТВаД» п.1.3.5.

4.1.2.3. ПОНЯТИЕ О ПРОФИЛИРОВАНИИ ЛОПАТОК СТУПЕНИ ТУРБИНЫ ПО РАДИУСУ

Если посмотреть на лопатки СА и РК турбины (рис.4.5), то мы увидим, что концевые сечения лопаток повернуты относительно корневых, а профили их изогнуты в различной степени. Таким образом, лопатки турбины являются закрученными (профилированными). Необходимость профилирования, лопаток турбины по радиусу (высоте) обусловлена двумя причинами. Во-первых, необходимо обеспечить радиальное равновесие газа, на который действуют центробежные силы, порожденные закруткой потока, во-вторых, необходимо привести в соответствие профили рабочих лопаток в разных сечениях с их треугольниками скоростей, которые неодинаковы по высоте лопаток вследствие разных окружных скоростей этих сечений.

Поток газа на выходе из СА приобретает вращательное движение вокруг оси турбины, то есть имеет закрутку. Возникающие при этом центробежные силы стремятся переместить газ к периферии в осевом зазоре между лопатками СА и РК, что сопровождается увеличением потерь энергии в турбине. Поэтому для обеспечения радиального равновесия газа в осевом зазоре степень сужения межлопаточных каналов СА плавно уменьшают в радиальном направлении. То есть на большем радиусе межлопаточные каналы выполнены менее суживающимися, а в корневом сечении — более суживающимися. Вследствие этого давление газа в зазоре между СА и РК увеличивается вдоль радиуса, а скорость истечения C_2 уменьшается. Благодаря большему давлению в периферийных сечениях предотвращается радиальное протекание газа в зазоре между лопатками СА и РК.

Чтобы избежать больших потерь энергии, стремятся также не допустить перемешивания струек газа за РК. Для этого давление за рабочими лопатками должно быть постоянным вдоль радиуса. Так как давление газа перед рабочими лопатками (на выходе из СА) увеличивается в радиальном направлении, то степень сужения межлопаточных каналов РК увеличивается в этом же направлении, чем и

обеспечивается выравнивание давления газа в радиальном направлении на выходе из рабочих лопаток.

Так как окружная скорость рабочих лопаток возрастает в направлении от втулочного сечения к периферии, то треугольники скоростей изменяются вдоль радиуса. Изменяется вдоль радиуса лопатки и направление относительной скорости W_2 набегающего потока на переднюю кромку рабочей лопатки. Для того чтобы обеспечить безотрывное обтекание рабочей лопатки во всех ее сечениях, профиль ее изгибают так, чтобы передняя кромка была ориентирована приблизительно по направлению W_2 по всей высоте лопатки.

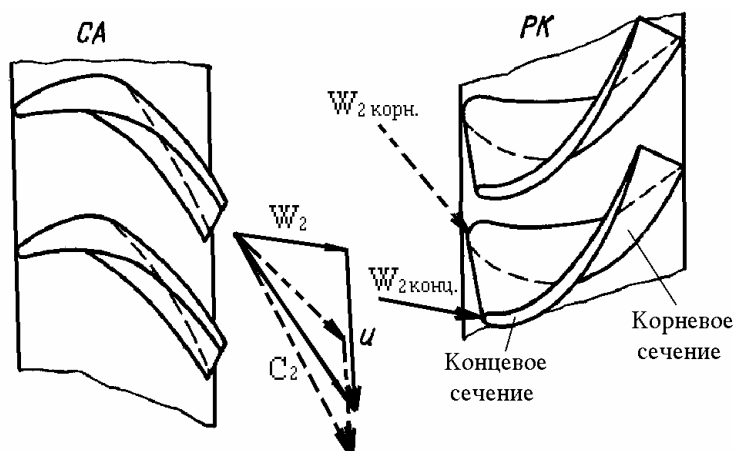


Рис. 4.5. К профилированию лопаток ступени турбины:

--- векторы скоростей при обтекании корневых сечений лопаток;
— векторы скоростей при обтекании концевых сечений лопаток

4.1.2.4. ПОТЕРИ В СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

В ступени газовой турбины имеют место следующие потери:

- потери на трение газа о лопатки, стенки корпуса, диск ротора;
- потери на перетекание в радиальном зазоре между рабочими лопатками и корпусом;
- потери на вихреобразование внутри межлопаточных каналов.

Сущность каждого вида этих потерь была изложена при рассмотрении осевых компрессоров. Следует отметить, что по сравнению с компрессором температура газа в турбине значительно выше. С увеличением температуры газа возрастает его вязкость, что приводит к значительному росту потерь на трение.

Потери, связанные с наличием радиального зазора, обусловлены в основном двумя обстоятельствами. Во-первых, часть газа протекает через зазор, не совершая работы на лопатках РК (рис.4.6, а, б). Во-вторых, вследствие разности давлений на корытце и спинке лопаток происходят перетекание через радиальный зазор и частичное выравнивание давлений по обе стороны лопаток. Это приводит к уменьшению газодинамической силы $P_{ку}$ (рис. 4.3) и работы, совершаемой газом.

Величина потерь в ступени турбины зависит от скорости движения газа и разности давлений на вогнутой и выпуклой поверхностях лопаток. Разность давлений, в свою очередь, определяет величину силы, с которой газ действует на лопатки турбины. Чем больше скорость движения, тем больше потери на трение газа о лопатки, стенки корпуса, диск ротора. Чем больше газовые силы, действующие на лопатки, тем больше потери на перетекание и вихреобразование.

Для снижения потерь на трение проточная часть турбины выполнена расширяющейся, это позволяет снизить интенсивность роста скорости движения газа. В целях уменьшения перетекания газа в радиальном зазоре применяют ряд конструктивных мероприятий: лопатки с бандажными полками, уменьшение радиального зазора между торцом рабочей лопатки и корпусом с помощью применения мягких графитовых, металлокерамических вставок в корпусе или специального сотового уплотнения (рис. 4.6, в, г, д). Снижение потерь на вихреобразование можно обеспечить, уменьшив шаг лопаток турбины.

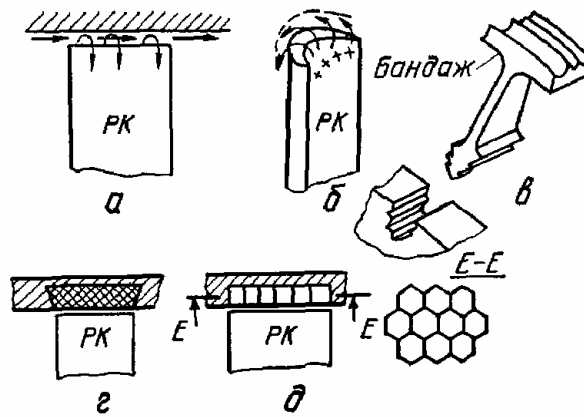


Рис. 4.6. Способы уменьшения перетекания газа в радиальном зазоре турбины:

а, б— схемы перетекания газа в радиальном зазоре; в— рабочие лопатки с бандажными полками; е— графитовые вставки в корпусе турбины; д— сотовое уплотнение

4.1.3. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ТУРБИНЫ

4.1.3.1. СТЕПЕНЬ ПОНИЖЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ

В существующих ТВаД, как правило, в каждой турбине применяется по две ступени. Именно такая конструктивная компоновка применена на наиболее распространенных ТВаД: ТВ2-117 и ТВ3-117. В этом случае необходимо рассматривать степень понижения давления газа в каждой из турбин в отдельности.

Степень понижения давления газа в турбине компрессора (π_{TK}) есть отношение полного давления газа перед турбиной компрессора (p_{Γ}^*) к давлению за турбиной компрессора (p_{TK}):

$$\pi_{TK} = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_{TK}}.$$

В расчетах удобнее пользоваться степенью понижения давления газа, определяемой по полным параметрам:

$$\pi_{TK}^* = \frac{p_{\Gamma}^*}{p_{TK}^*}.$$

Аналогично рассуждая, можно записать формулы расчета степени понижения давления газа в свободной турбине ($\pi_{T.CB}$):

$$\pi_{T.CB} = \frac{p_{TK}^*}{p_T}, \quad \pi_{T.CB}^* = \frac{p_{TK}^*}{p_T^*}.$$

При движении газа через многоступенчатую турбину процессы изменения параметров газа в каждой из ступеней аналогичны. Например, в двухступенчатой турбине (рис.4.7) характер изменения параметров газа в обеих ступенях совершенно одинаков: давление и температура постепенно уменьшаются, а абсолютная скорость газа увеличивается в СА и уменьшается в РК турбины. Поэтому можем сказать, что по мере движения газа через ступени турбины происходит его последовательное расширение. Следовательно:

$$\pi_{TK}^* = \pi_{CT.TK.1}^* \cdot \pi_{CT.TK.2}^* \cdot \dots \cdot \pi_{CT.TK.Z_{TK}}^*,$$

$$\pi_{CB.T}^* = \pi_{CT.CB.1}^* \cdot \pi_{CT.CB.2}^* \cdot \dots \cdot \pi_{CT.CB.Z_{CB}}^*.$$

где: π_{CT} — степень понижения давления в соответствующей ступени;

Z_{TK} и Z_{CB} — число ступеней соответственно турбины компрессора и свободной турбины.

У двигателя ТВ2-117 $\pi_{TK}^* = 2,6$, $\pi_{T.CB}^* = 2,5$.

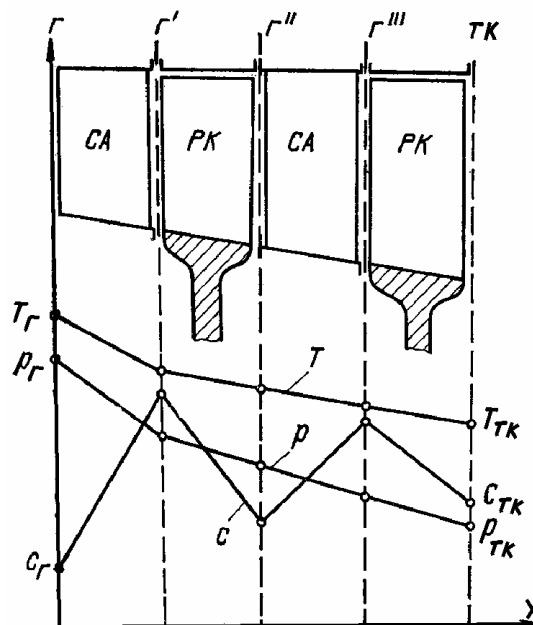


Рис. 4.7. Схема двухступенчатой турбины (турбины компрессора) и изменение параметров газа в ней

4.1.3.2. НЕОБХОДИМОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ТУРБИН

Для увеличения мощности турбины необходимо увеличивать газовые силы, действующие на лопатки РК. Увеличить газовые силы возможно увеличением скорости движения газа в межлопаточных каналах и увеличением векторной разности $(\overline{W}_3 - \overline{W}_2)^*$. Эти мероприятия увеличивают разность давлений на корытце и спинке лопаток.

Однако в условиях больших температур прочность материала лопаток снижается. Поэтому целесообразно применить большее число лопаток, на которые бы действовали пониженные нагрузки, допустимые для работы в таких условиях. Следовательно, лопатки РК необходимо устанавливать не на одном, а на нескольких последовательно расположенных дисках. Это возможно только применением многоступенчатых турбин.

Кроме того, при увеличении газовых сил, действующих на лопатки РК, возрастают все виды потерь в ступенях турбины (см. п.1.3.4). Поэтому, что бы сохранить высокий КПД, турбины выполняются многоступенчатыми. Это дает возможность уменьшить суммарные потери в ступенях турбины.

В результате: применение многоступенчатых турбин позволяет получить большую суммарную мощность при минимальных потерях.

На рис.4.7 показана схема и изменение параметров газа в ступенях двухступенчатой турбины. При значительной степени понижения давления на турбине в целом степень понижения давления в отдельных ступенях турбины невелика и скорости газа в межлопаточных каналах меньше, чем при той же общей степени понижения давления в одной ступени турбины.

* См. пособие «Основы теории авиационных турбовальных двигателей (ТВаД)» п.1.3.9.

4.1.3.3. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ (КПД) ТУРБИНЫ

Оценка совершенства турбины как лопаточной машины, преобразующей энергию газа в механическую работу на валу турбины, производится по величине коэффициента полезного действия. При определении КПД полезной работой считается величина механической работы на валу турбины. Полной работой считается работа, которую можно было бы получить от расширения газа при отсутствии потерь — адиабатическая работа расширения газа. Наиболее часто применяются адиабатический КПД по параметрам заторможенного потока (η^*_t) и эффективный КПД турбины (η_t).

4.1.3.3.1. АДИАБАТИЧЕСКИЙ КПД ПО ПАРАМЕТРАМ ЗАТОРМОЖЕННОГО ПОТОКА

Адиабатическим КПД по параметрам заторможенного потока называется отношение механической работы турбины ($L_{м.т.}$) к адиабатической работе турбины, определенной по параметрам заторможенного потока газа ($L^*_{ад.т.}$):

$$\eta^*_t = \frac{L_{м.т.}}{L^*_{ад.т.}}$$

Значения η^*_t на расчетном режиме работы турбины составляет обычно $0,78 \div 0,92$.

4.1.3.3.2. ЭФФЕКТИВНЫЙ КПД

Эффективным КПД турбины (η_t) называется отношение механической работы турбины к адиабатической работе расширения газа в турбине:

$$\eta_t = \frac{L_{м.т.}}{L_{ад.т.}}$$

Для одноступенчатых турбин ГТД $\eta_t = 0,65 \div 0,75$, а для многоступенчатых $\eta_t = 0,82 \div 0,88$.

Коэффициент полезного действия многоступенчатых турбин больше, чем КПД одноступенчатой турбины и КПД отдельных ступеней. Это объясняется особенностями организации процесса расширения газа в многоступенчатых турбинах (см. п.1.4.2.). Кроме того, снижение потерь объясняется и тем, что тепло, выделяющееся в результате гидравлических потерь в предыдущей ступени, увеличивает энтальпию, а следовательно, и работоспособность газа в последующей ступени, то есть происходит использование возвращаемого тепла трения. Однако не следует думать, что трение в предыдущих ступенях полезно. Дело в том, что речь идет об использовании в последующих ступенях малой доли тепла трения предыдущей ступени.

4.1.3.4. СХЕМА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

Как видно из рис.4.8, проточная часть многоступенчатой турбины выполняется расширяющейся. Объясняется это тем, что плотность газа при его расширении в СА и РК понижается от ступени к ступени, а удельный объем газа увеличивается. Поэтому, чтобы не допустить значительного роста скорости потока и, следовательно, потерь, площадь проточной части турбины необходимо увеличивать. При этом угол уширения между поверхностью втулки и корпусом турбины не должен быть более $15—20^\circ$. При большем угле уширения может произойти отрыв потока от стенок канала, что приведет к возрастанию потерь.

В существующих двигателях наибольшее распространение получили следующие схемы проточной части:

- с постоянным наружным диаметром (рис.4.8,а);
- с постоянным средним диаметром (рис.4.8,б);
- с постоянным внутренним диаметром (рис.4.8, в);
- с возрастающими внутренним и наружным диаметрами (рис.4.8, г).

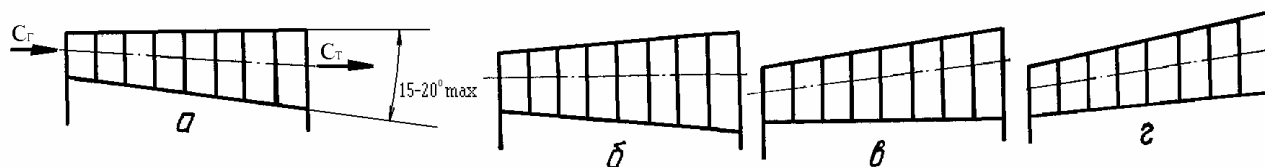


Рис. 4.8. Схемы проточной части многоступенчатых турбин:

***а** - с постоянным наружным диаметром; **б** - с постоянным средним диаметром;
в - с постоянным внутренним диаметром; **г** - с возрастающими внутренним и наружным диаметрами*

Турбины, выполненные с постоянным внутренним диаметром (рис.4.8,в), наиболее просты в изготовлении. По такой схеме изготовлены турбины двигателя ТВ2-117.

В реальных турбинах при профилировании проточной части (распределении работы по ступеням) стремятся на первых ступенях назначить более высокие значения работы, что позволяет значительно снизить температуру газа в них и таким образом упростить задачу охлаждения последующих ступеней. На последних ступенях обычно несколько уменьшают работу в целях обеспечения осевого выхода газа из турбины.

4. 2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ВЫХОДНОГО УСТРОЙСТВА

Выходное устройство вертолетного газотурбинного двигателя (рис.4.1, поз.3) предназначено для отвода отработанных газов из турбины за пределы силовой установки с минимальными гидравлическими потерями. Рабочий процесс турбины не обеспечивает полного преобразования энергии газового потока в механическую работу, поэтому газ, поступающий из турбины в выходное устройство ТВаД, обладает энергией достаточной для создания некоторой реактивной тяги. В вертолетной силовой установке использование реактивной тяги затруднительно из-за режима висения вертолета и компоновки силовой установки. Следовательно, для снижения реактивной тяги двигателя газ на выходе из свободной турбины должен обладать минимально возможной энергией. Поэтому профилировка турбин производится таким образом, чтобы в них происходило избыточное расширение газа, т. е. на выходе из турбины газ имел бы давление несколько меньше атмосферного или близкое к атмосферному. Для современных вертолетных ГТД давление газа на выходе из свободной турбины составляет $0,9 \div 1,08 \text{ кгс/см}^2$. Затем при прохождении газа через расширяющееся выходное устройство происходит падение скорости его движения и, следовательно, уменьшается величина реактивной тяги. Кроме того, избыточное расширение газа в свободной турбине способствует увеличению ее мощности.

Таким образом, для вертолетного газотурбинного двигателя роль выходного устройства сводится к отводу отработанных газов за пределы силовой установки, при этом должна быть обеспечена минимально возможная скорость истечения газов (C_c).

Основными требованиями, предъявляемыми к выходным устройствам вертолетных ГТД, являются:

- проточная часть выходного устройства должна обеспечивать минимальные гидравлические потери;
- простота конструкции и достаточная жесткость, прочность и жаростойкость, максимальная безопасность в пожарном отношении.

Выходное устройство вертолетного газотурбинного двигателя представляет собой расширяющийся патрубок, обеспечивающий уменьшение скорости газового потока и отвод его в сторону от оси двигателя.

Отработанный газ из турбины выходит в кольцевое пространство образованное, в зависимости от устройства двигателя, специальным газосборником или корпусом опор свободной турбины. Из кольцевой полоски газосборника газ поступает в расширяющийся канал выходного патрубка. В этом канале происходит повышение давления газа примерно до $1,3 \text{ кгс/см}^2$, уменьшение скорости до $50 \div 60 \text{ м/с}$ и уменьшение температуры до $773 \text{—} 823 \text{ К}$. С такими параметрами газ из выходного устройства выходит в атмосферу.

В зависимости от компоновочной схемы вертолета отвод газа выходным устройством осуществляется под таким углом, при котором исключается попадание его на конструктивные элементы вертолета.

4.3. КОНСТРУКЦИЯ ТРУБИНЫ

4.3.1. ТУРБИНА КОМПРЕССОРА

Турбина компрессора (рис. 4.9) — двухступенчатая, осевая, служит для вращения ротора компрессора и приводов агрегатов двигателя. Она состоит из ротора турбины, сопловых аппаратов и опоры ротора.

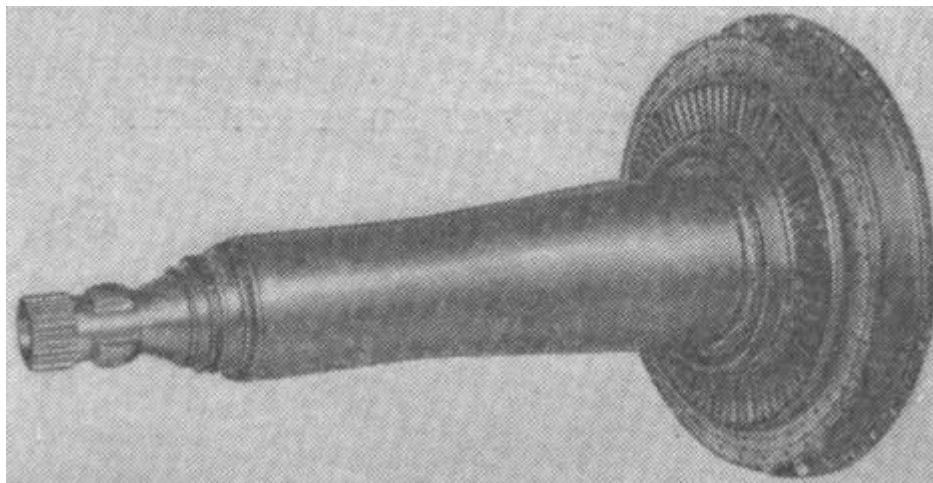


Рис. 4.9. Турбина компрессора (внешний вид)

4.3.1.1. РОТОР ТУРБИНЫ

Ротор турбины компрессора состоит из вала 1 (рис. 4.10) ротора, двух рабочих колес, задней шейки 8 ротора, лабиринта 12 и покрывающего диска 13. Рабочее колесо I ступени составляют диск 2 и 71 рабочая лопатка 5, а рабочее колесо II ступени — диск 5 и 61 рабочая лопатка 4.

Вал ротора, диски рабочих колес, лабиринт и шейка сцентрированы между собой и стянуты двенадцатью стяжными болтами 14. Через торцовые шлицы передается крутящий момент от рабочих колес на вал ротора.

На стяжных болтах для уменьшения изгибных напряжений от центробежных сил выполнены цилиндрические буртики, опирающиеся на соответствующие пояски дисков турбины. Гайки 7 стяжных болтов затягивают с контролем вытяжки болтов и контрят пластинчатыми замками 6.

Крепление лопаток в дисках осуществляется с замком елочного типа. На I ступени замок имеет три пары зубьев, на II ступени — четыре пары. На концах рабочих лопаток 3 и 4 выполнены полки, которые образуют кольцевой бандаж на периферии рабочего колеса; такая конструкция рабочих лопаток повышает их вибропрочность. Полин между собой стыкуются зигзагообразным вырезом с зазором по окружности и с некоторым натягом в осевом направлении. Такое соединение полок (см. рис. 4.10, а) демпфирует вибрации лопаток.

На наружной поверхности полок выполнены гребешки, которые по периферии рабочего колеса образуют кольцевой газовый лабиринт. Наличие концевых полок и газового лабиринта на рабочих лопатках турбины уменьшает перетекание газа через радиальный зазор и повышает к. п. д. турбины.

Установка рабочих лопаток в диск осуществляется сразу полным комплектом с последовательным соединением каждой лопатки с диском.

Лопатки турбины выполнены с опущенным замком. Опущенный замок улучшает распределение напряжений в замковой части лопаток и снижает температуру дисков, что позволяет уменьшить их толщину. Контровка лопаток в дисках от перемещения в осевом направлении производится следующим образом: на рабочем колесе I ступени лопатки сдвигаются в сторону рабочего колеса II ступени до упора усика лопатки в диск ротора, после чего лопатки поджимаются к диску ротора покрывающим диском 13; на рабочем колесе II ступени лопатки законтрены в диске разрезным стопорным кольцом 11, которое устанавливается в канавку выступов диска и в замковую часть лопаток.

Для улучшения условий работы детали турбин охлаждаются воздухом, поступающим из

компрессора. Воздух из-за VIII ступени компрессора поступает внутрь вала ротора компрессора, проходит в вал турбины компрессора и по сверлениям в дисках и шейке вала выходит для охлаждения деталей турбин и подпора воздушных лабиринтов. Диск I ступени турбины компрессора дополнительно охлаждается спереди воздухом, поступающим из-за X ступени компрессора по воздушной полости над валом ротора турбины. В вале турбины компрессора, дисках и шейке ротора имеется центральное отверстие для прохода специального ключа-штанги, который запирает и отпирает пружинный замок, фиксирующий взаимное положение роторов компрессора и турбины компрессора и не допускающий угловых смещений их в сочленении.

Вал турбины при помощи сферы ($\emptyset A$) с вырезами связан с задней шейкой ротора компрессора, соединение с ней фиксируется шлицевым замком (шлицевой втулкой с пружиной).

Соединение ротора турбины компрессора с ротором компрессора осуществляется путем ввода выступов наружной сферы вала турбины через прорези во внутреннюю сферу задней шейки ротора компрессора и поворота ротора турбины компрессора в сочленении на 60° . В таком положении выступы сферы вала турбины располагаются против выступов сферы шейки ротора компрессора, чем обеспечивается шарнирное соединение роторов турбины и компрессора. В этом положении шлицевой замок посредством шлицевой втулки 11 (см. рис. 4.10) и пружины 9 фиксирует взаимное положение роторов турбины и компрессора.

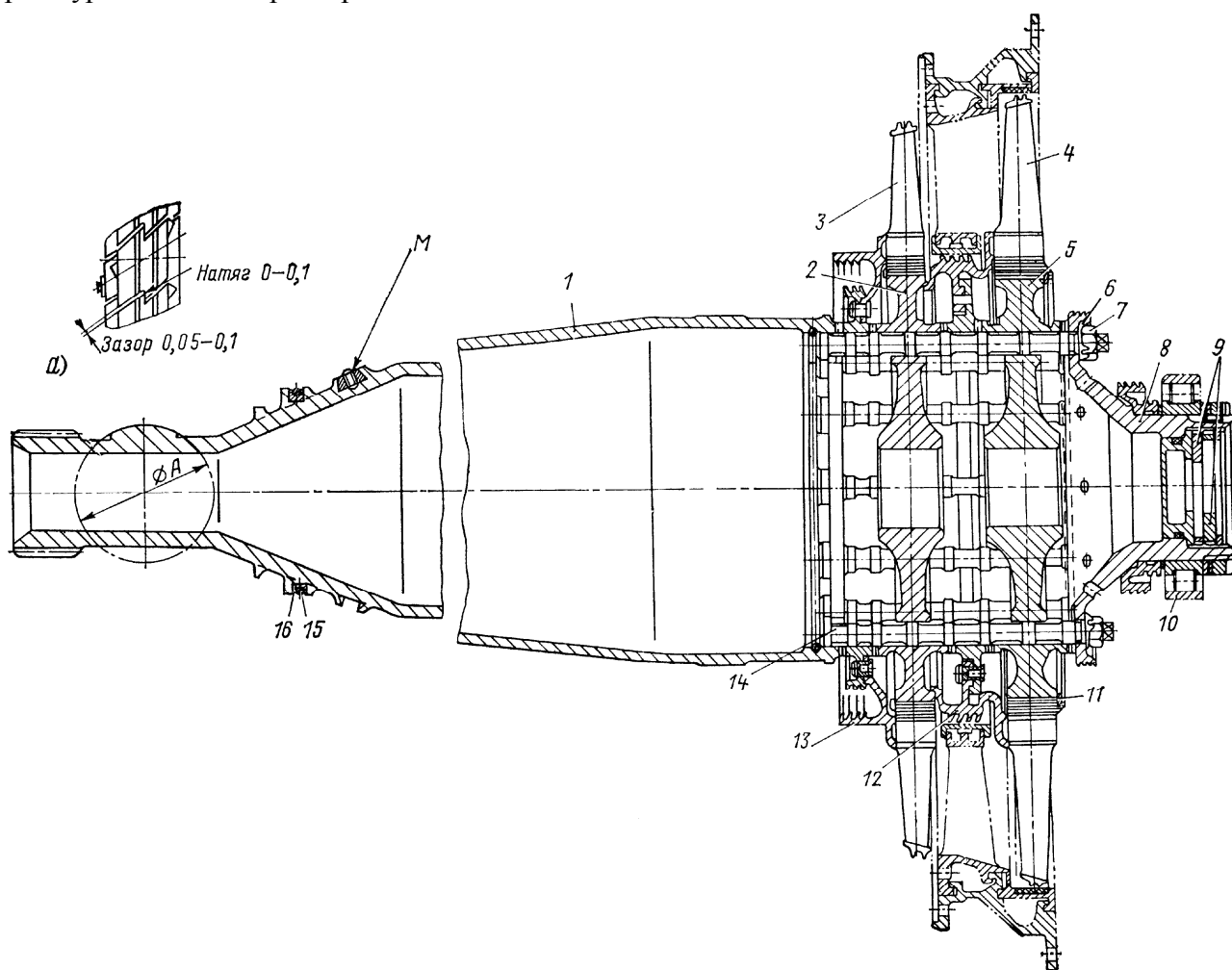


Рис. 4.10. Турбина компрессора:

1 — вал ротора; 2 — диск рабочего колеса I ступени; 3 — рабочая лопатка I ступени; 4 — рабочая лопатка II ступени; 5 — диск рабочего колеса II ступени; 6 — замок; 7 — гайка; 8 — шейка ротора задняя; 9 — шайбы эксцентриковые; 10 — роликовый подшипник; 11 — кольцо стопорное; 12 — лабиринт; 13 — диск покрывающий; 14 — болт стяжной; 15 — пружина; 16 — кольцо уплотнительное; М — балансирующий грузик

Осевое усилие ротора турбины компрессора воспринимается ротором компрессора через сферу. Крутящий момент турбины передается на вал компрессора через шлицевые соединения замка.

Чтобы исключить действие силы противодействия на шлицевую втулку, на валу турбины компрессора имеется уплотнение. В канавку на валу турбины вставляется разрезное уплотнительное

кольцо 16 (см. рис. 4.10), состоящее из трех секторов, стянутых между собой пружиной 15. При вращении ротора турбины секторы кольца под воздействием центробежной силы прижимаются к расточке заднего лабиринта второй опоры роторов двигателя и тем самым осуществляют уплотнение полостей.

Специальные грузики М на валу ротора турбины и балансировочные эксцентриковые шайбы 9, смонтированные в шейке 8 ротора, предназначены для устранения дисбаланса ротора.

На шейке 8 задней части ротора смонтированы кольцедержатель с лабиринтными гребешками и роликподшипник 10, который является задней опорой турбины компрессора. Передней опорой ротора турбины служит хвостовик задней части диска X ступени ротора компрессора.

Вал турбины компрессора и шейка ротора изготовлены из нержавеющей деформируемой стали, диск турбины, покрывающий диск и лабиринты — из хромоникельтитановой стали; рабочие лопатки обеих ступеней — из жаропрочной деформируемой стали.

4.3.1.2. СОПЛОВОЙ АППАРАТ I СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

Сопловой аппарат I ступени турбины компрессора (рис. 4.11) состоит из корпуса 3, наружной обоймы 16, внутреннего обода 14, 51 лопатки 6, кольца 13 и обоймы 4 с металло-керамическими вставками.

Корпус соплового аппарата изготовлен из титанового сплава, сопловые лопатки — из жаропрочного литейного сплава, остальные детали соплового аппарата — из окалиностойкой деформируемой стали.

Передним фланцем корпуса 3 сопловой аппарат крепится к корпусу 1 камеры сгорания, а задним фланцем корпуса соединяется с корпусом соплового аппарата II ступени турбины.

Между фланцами корпуса 1 камеры сгорания и корпуса 3 соплового аппарата установлена регулировочная шайба 2.

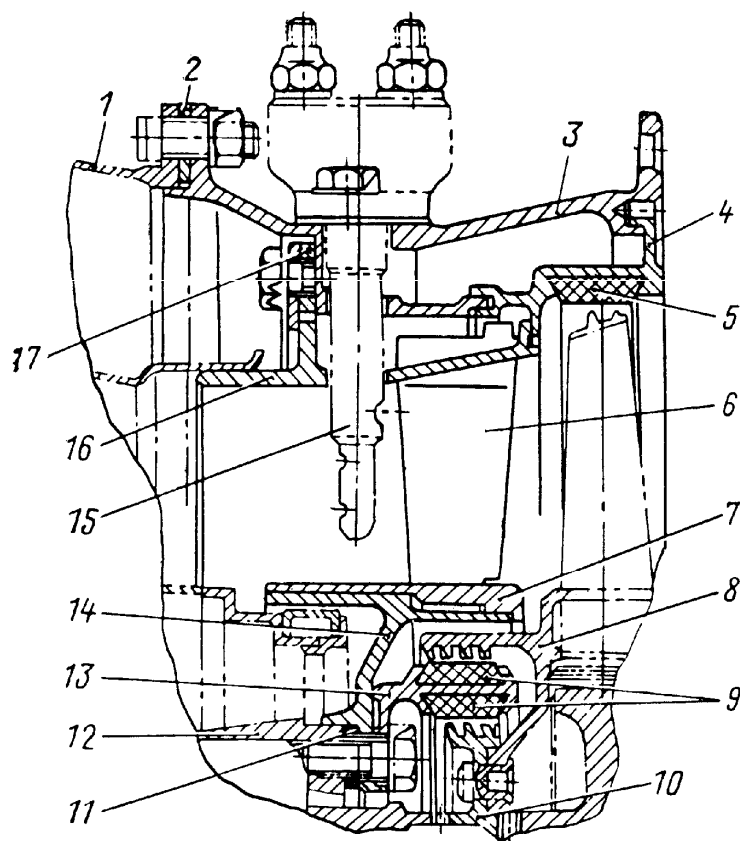


Рис. 4.11. Сопловой аппарат I ступени турбины компрессора (разрез верхней части):

- 1 — корпус камеры сгорания; 2 и 11 — шайбы регулировочные; 3 — корпус соплового аппарата;
4 и 7 — обоймы; 5 и 9 — вставки металло-керамические; 6 — лопатка; 8 — диск покрывающий;
10 — лабиринт; 12 — внутренний корпус диффузора камеры сгорания; 13 — кольцо;
14 — обод внутренний, 15 — термонара; 16 — обойма наружная; 17 — сухарик

Наружная обойма 16 соплового аппарата крепится к внутреннему фланцу корпуса 3 болтами; применение специальных сухариков 17 допускает смещение обоймы в радиальном направлении с сохранением ее центровки.

Внутренний обод 14 соплового аппарата с приваренной к нему обоймой 7 и кольцо 13 с наружными и внутренними металло-керамическими вставками 9 крепится к внутреннему корпусу 12 диффузора камеры сгорания. Металло-керамические вставки обеспечивают наименьший зазор между кольцом 13 и гребешками вращающихся лабиринта 10 и покрывающего диска 8.

Металло-керамические вставки в сечении имеют форму ласточкина хвоста, их набирают в кольцевой паз кольца через торцовое окно в буртике кольца; окно закрывается специальным замком, который приварен к кольцу в трех точках.

Между внутренним корпусом 12 диффузора камеры сгорания и внутренним ободом 14 соплового аппарата устанавливается регулировочная шайба 11.

Лопатки 6 соплового аппарата устанавливают в профильных прорезях наружной обоймы 16 и внутреннего обода 14. Лопатки устанавливают в прорезях с зазором в радиальном направлении для удлинения их при нагреве.

В корпусе 3 соплового аппарата установлена и зафиксирована штифтами обойма 4 с металло-керамическими вставками 5 в виде кольца, расположенного над гребешками газового лабиринта рабочего колеса I ступени ротора турбины. Применение металло-керамических вставок позволяет установить наименьший радиальный зазор между обоймой 4 и лопатками рабочего колеса ротора турбины. Металло-керамические вставки имеют в сечении форму ласточкина хвоста, набираются в кольцевой паз обоймы через торцовое окно в буртике обоймы; окно закрывается специальным замком, который крепится к обойме двумя заклепками.

На наружной поверхности корпуса соплового аппарата имеется 17 опорных площадок для крепления корпусов термопар 15. Термопары установлены перед сопловым аппаратом I ступени и служат для замера температуры газов перед турбиной компрессора.

4.3.1.3. СОПЛОВОЙ АППАРАТ II СТУПЕНИ

Сопловой аппарат II ступени турбины компрессора (рис. 4.12) состоит из корпуса 2, уплотнительного кольца 7, 47 лопаток 6 и обоймы 4 с металло-керамическими вставками.

Передним фланцем корпуса 2 сопловой аппарат крепится к корпусу 1 соплового аппарата I ступени турбины компрессора, а задним фланцем корпуса соединяется с корпусом 3 третьей опоры роторов двигателя.

Верхние полки лопаток 6 соплового аппарата установлены в кольцевые проточки с торцов в корпусе 2 и зафиксированы радиальными штифтами. Нижние полки лопаток имеют торцовые штыри, на которых, как на прямоугольных шлицах, центрируется уплотнительное кольцо 7. В паре с уплотнительным кольцом работает вращающийся лабиринт 8, установленный на роторе турбины компрессора.

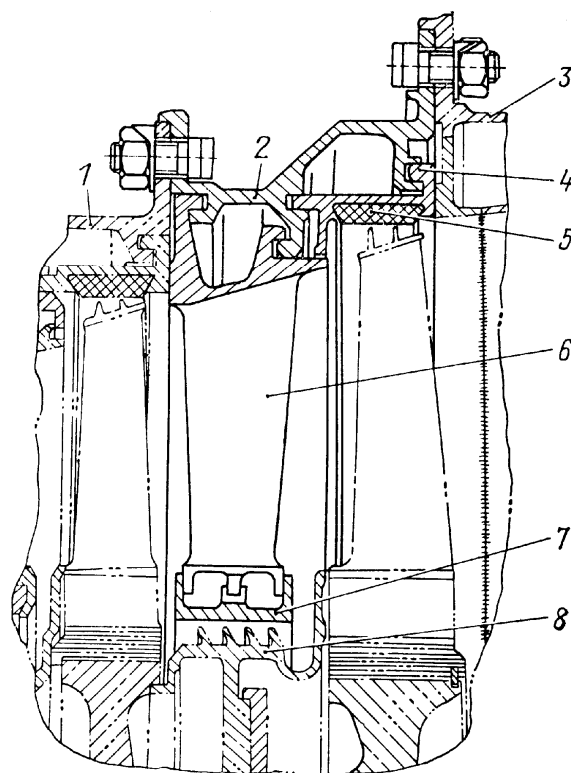


Рис. 4.12. Сопловой аппарат II ступени турбины компрессора (разрез верхней части):

1 — корпус соплового аппарата I ступени; 2 — корпус соплового аппарата II ступени; 3 — корпус третьей опоры роторов двигателя; 4 — обойма; 5 — вставка металло-керамическая; 6 — лопатка; 7 — кольцо уплотнительное; 8 — лабиринт

В корпусе 2 соплового аппарата установлена и зафиксирована тремя штифтами обойма 4 с металло-керамическими вставками 5 в виде кольца, расположенного над гребешками газового лабиринта рабочего колеса II ступени ротора турбины.

Крепление металло-керамических вставок 5 в обойме 4 аналогично креплению вставок соплового аппарата I ступени турбины компрессора. В нижней части корпуса соплового аппарата II ступени имеется штуцер для слива несгоревшего топлива.

Корпус соплового аппарата и обод с металло-керамическими вставками изготовлены из нержавеющей деформируемой стали, сопловые лопатки — из жаропрочного литейного сплава.

Внешний вид сопловых аппаратов турбины компрессора показан на рис. 4.13.

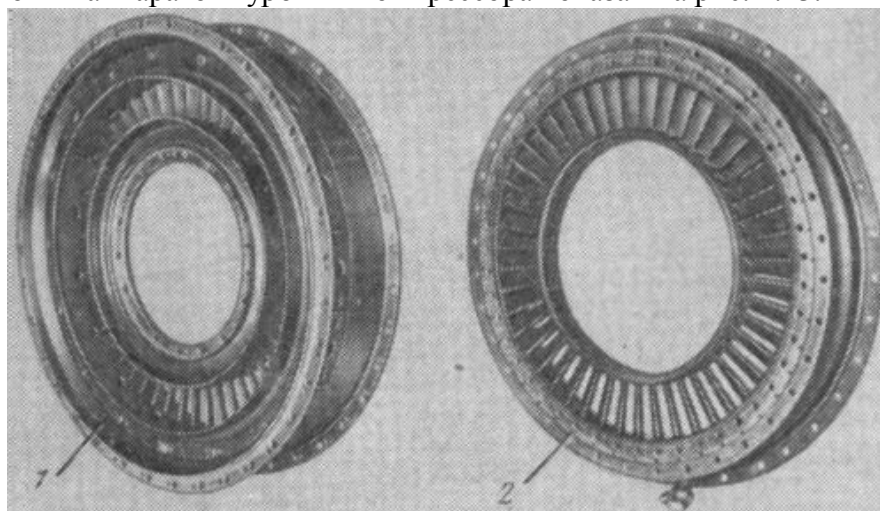


Рис. 4.13. Сопловые аппараты турбины компрессора (внешний вид):

1 — аппарат I ступени; 2 — аппарат II ступени

4.3.1.4. ТРЕТЬЯ ОПОРА

Третья опора (см. рис. 4.14) роторов двигателя (задняя опора ротора турбины компрессора) передним фланцем корпуса крепится к корпусу соплового аппарата II ступени турбины компрессора, а задним фланцем соединяется с корпусом соплового аппарата I ступени свободной турбины.

Третья опора роторов двигателя (рис. 4.15) состоит из корпуса 9 опоры, гнезда 2 роликоподшипника, роликоподшипника 4, крышек 1 и 11 крепления гнезда роликоподшипника и деталей контактно-кольцевого и лабиринтного уплотнений.

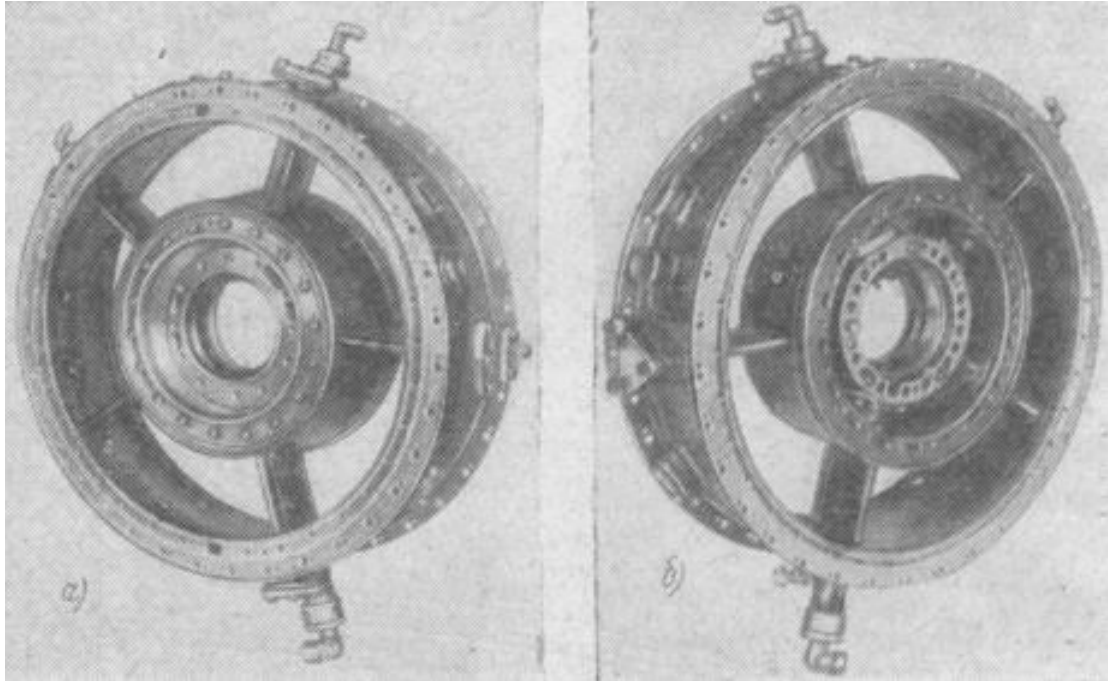


Рис. 4.14. Третья опора роторов двигателя:

а — вид спереди слева; б — вид сзади слева

Корпус 9 опоры сварен из листовой стали и состоит из силовой части и кожуха, образованного из обечаек с обтекателями стоек. Кожух образует в опоре проточную часть газового потока. Наружная и внутренняя обечайки силовой части корпуса соединены пятью радиальными равнорасположенными полыми стойками через фермы и манжеты.

Кожух из обечаек с обтекателями предохраняет силовую часть корпуса опоры от непосредственного воздействия высокой температуры газового потока.

В корпусе 9 опоры с помощью крышек 1 к 11 крепится стальное гнездо 2 роликового подшипника, имеющее эллипсные отверстия для слива масла. Наружное кольцо роликоподшипника 4 монтируется в гнезде 2 подшипника с осевым зазором, необходимая величина которого достигается подбором регулировочного кольца 13.

Между наружным кольцом подшипника и гнездом подшипника монтируется упругий элемент.

Контактно-кольцевое уплотнение состоит из кольцедержателя 6 с лабиринтными гребешками и с двумя чугунными маслоуплотнительными кольцами и втулки 7, по цилиндрической азотированной поверхности которой работают маслоуплотнительные кольца. Подпор уплотнения обеспечивается через воздушную полость Б, в которую поступает воздух, прорывающийся через лабиринтное уплотнение. Необходимый перепад давления между масляной и воздушной полостями обеспечивается жиклером 14 срабатывания воздуха и жиклером суфлирования.

Воздух, отбираемый из-за VIII ступени компрессора и прошедший через роторы компрессора и турбины, через отверстие в шейке ротора турбины компрессора поступает в полость В. Из полости В, пройдя по четырем сквозным отверстиям в гнезде 2 подшипника и в крышках 1 и 11, воздух поступает в конус 12, который направляет воздух в полость между дисками ротора свободной турбины. Этот же воздух используется для создания подпора лабиринтного уплотнения, состоящего из крышки 8 с металло-графитовыми вставками и гребешков на фланце задней шейки ротора турбины компрессора, препятствующего проникновению горячего воздуха к опоре.

Для охлаждения корпуса опоры и корпусов сопловых аппаратов свободной турбины отбирается

вторичный воздух из камеры сгорания. Воздух подводится в полость А, охлаждает корпус опоры и поступает в корпусы сопловых аппаратов. Часть воздуха проникает в полость Г и через пять отверстий во внутренней обечайке кожуха проходит в проточную часть газового потока.

Для смазки роликоподшипника опоры масло под давлением подается по трубке 10, проходит по каналам в гнезде 2 подшипника и подводится к форсунке, направляющей струю масла на рабочие поверхности роликоподшипника. От подшипника масло отводится по плоской трубке 15, расположенной в нижней стойке корпуса.

Для устранения попадания масла внутрь ротора турбины компрессора в заднюю шейку ротора установлена заглушка 5.

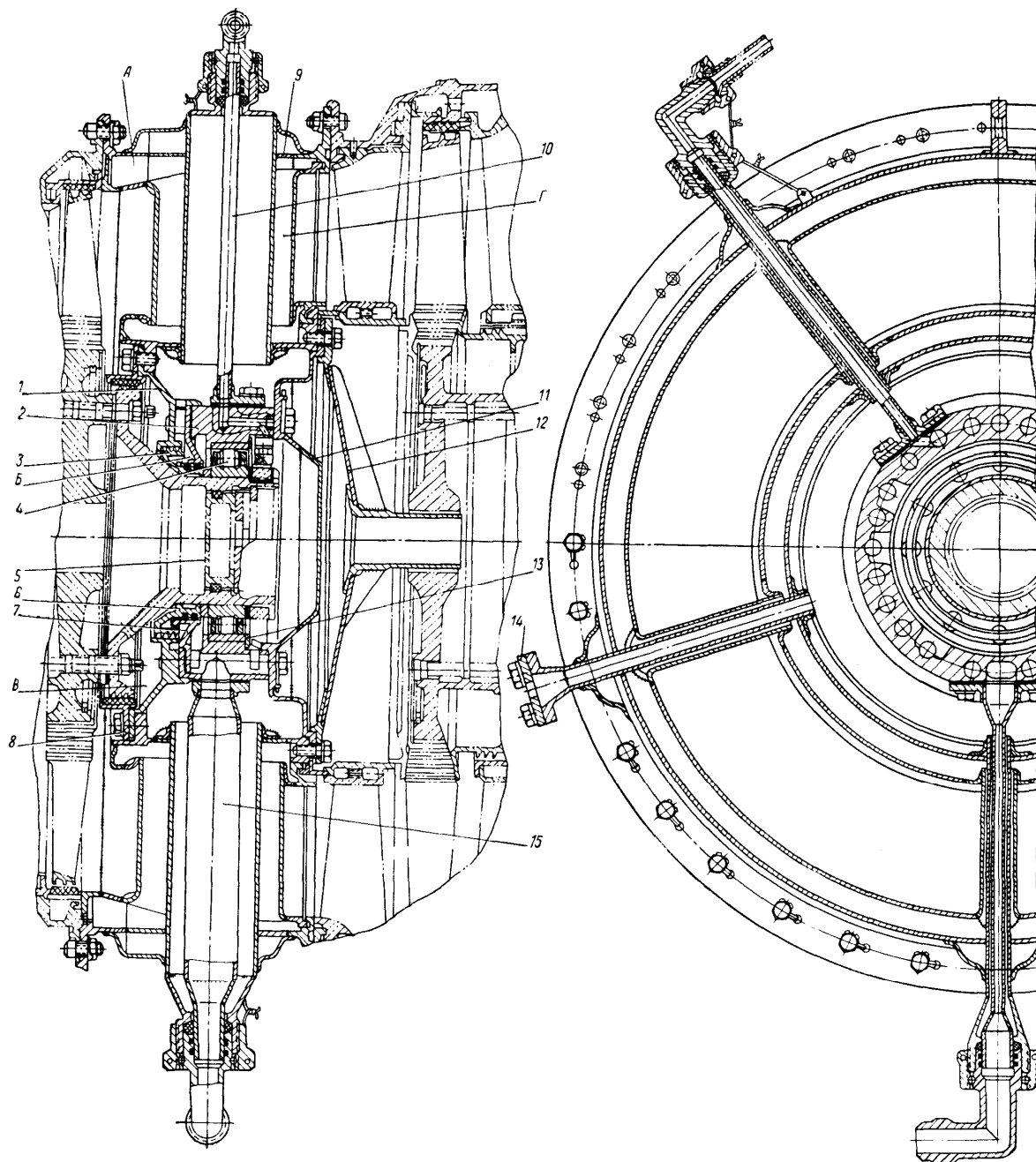


Рис. 4.15. Третья опора роторов двигателя (разрезы):

1, 8 и 11 — крышки; 2 — гнездо роликового подшипника; 3 — лабиринт; 4 — роликовый подшипник; 5 — заглушка; 6 — кольцедержатель; 7 — втулка; 9 — корпус опоры; 10 — трубка подвода масла; 12 — конус; 13 — кольцо регулировочное; 14 — жиклер; 15 — трубка отвода масла

4.3.2. СВОБОДНАЯ ТУРБИНА

Свободная (силовая) турбина (рис. 4.16) — двухступенчатая, осевая, служит для создания мощности, передаваемой (через трансмиссию и редуктор) на вращение валов несущего и хвостового винтов вертолета и приводов агрегатов редуктора.

4.3.2.1. РОТОР СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ

Ротор свободной турбины (рис. 4.17) состоит из вала 12 ротора, двух рабочих колес, лабиринтов 4 и 7 и деталей крепления. Рабочее колесо I ступени свободной турбины (III ступени турбины двигателя) составляют диск 2 и 43 рабочие лопасти 5, а рабочее колесо II ступени свободной турбины (IV ступени турбины двигателя) — диск 9 и 37 рабочих лопаток 6.

Вал 12 ротора, диски 2 и 9 рабочих колес, лабиринты 4 и 7 сцентрированы между собой и стянуты 12 стяжными болтами 1. Гайки 11 стяжных болтов законтрены пластинчатыми замками 10.

Лопатки рабочих колес ротора свободной турбины по конструкции аналогичны лопаткам рабочих колес ротора турбины компрессора. Лопатки в дисках закреплены замками елочного типа. Контровку лопаток в дисках от перемещения в осевом направлении производят следующим образом: на рабочем колесе I ступени лопатки 5 сдвигают в сторону рабочего колеса II ступени до упора усика лопатки в диск ротора, после чего лопатки поджимают к диску лабиринтом 4; на рабочем колесе II ступени лопатки 6 контрят в диске 9 разрезным стопорным кольцом 8, которое устанавливают в канавки выступов диска и замковой части лопаток.

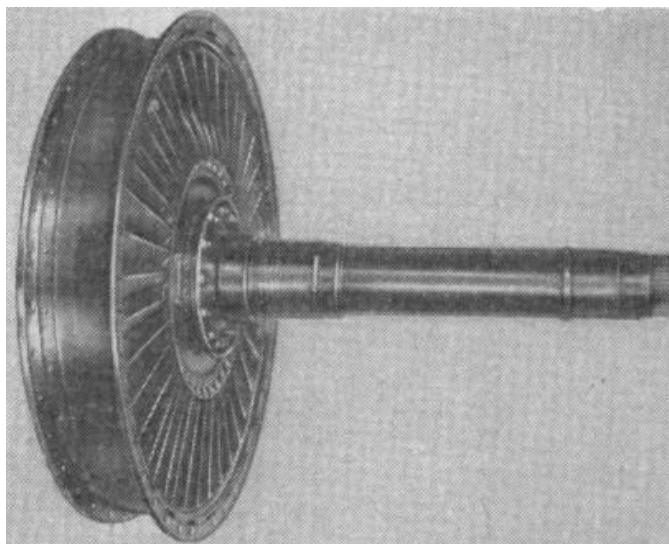


Рис. 4.16. Свободная турбина (внешний вид)

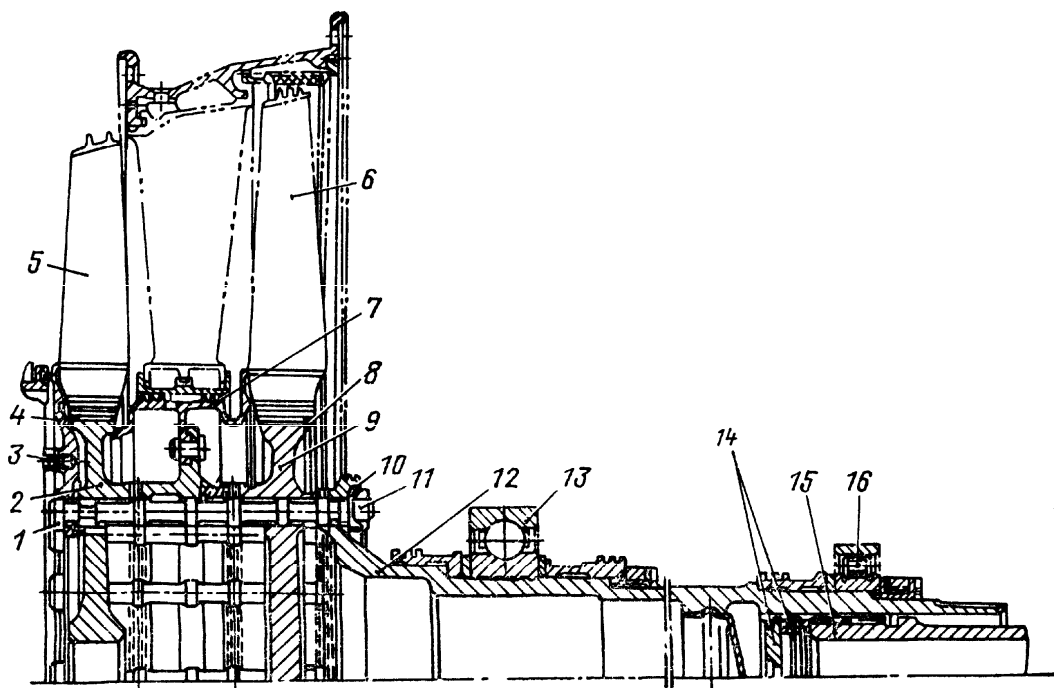


Рис. 4.17. Свободная турбина (разрез верхней части):

1 — болт стяжной; 2 — диск рабочего колеса I ступени; 3 — винт; 4 и 7 — лабиринты; 5 — рабочая лопатка I ступени; 6 — рабочая лопатка II ступени; 8 — кольцо стопорное; 9 — диск рабочего колеса II ступени; 10 — замок; 11 — гайка; 12 — вал ротора; 13 — шариковый подшипник; 14 — шайбы эксцентриковые; 15 — рессора; 16 — роликовый подшипник

В диске 2 рабочего колеса I ступени имеется центральное отверстие, в которое входит трубка конуса третьей опоры роторов двигателя, подводящая к свободной турбине воздух для охлаждения. Воздух, подведенный в полость между дисками рабочих колес I и II ступеней, выходит по радиальным отверстиям в дисках и лабиринте 7 и поступает на охлаждение дисков и замковой части лопаток ротора.

На шейках вала ротора смонтированы кольцевые держатели маслоуплотнений, шарикоподшипник 13 и роликоподшипник 16, которые являются опорами для ротора.

В задней части вала ротора выполнены внутренние шлицы, которыми ротор свободной турбины через рессору 15 соединяется с главным редуктором вертолета. Внутри вала устанавливают эксцентриковые шайбы 14, перестановкой которых, а также винтов 3, ввернутых в лабиринт 4, устраняется дисбаланс ротора турбины.

Диски рабочих колес свободной турбины изготовлены из жаропрочной деформируемой стали, рабочие лопатки I и II ступеней — из жаропрочной деформируемой стали, вал свободной турбины — из нержавеющей деформируемой стали, рессора — из теплостойкой деформируемой стали, стяжные болты — из жаропрочного деформируемого сплава.

4.3.2.2. СОПЛОВОЙ АППАРАТ III СТУПЕНИ

Сопловой аппарат III ступени (I ступени свободной турбины) состоит из корпуса 4 (рис. 4.18), внутреннего обода 8, 31 лопатки 1 и обоймы 5 с металло-керамическими вставками.

Передним фланцем корпуса 4 сопловой аппарат крепится к корпусу 2 третьей опоры роторов двигателя, а задним фланцем корпуса соединяется с корпусом 6 соплового аппарата IV ступени (II ступени свободной турбины).

Лопатки 1 соплового аппарата верхними полками устанавливают в кольцевые проточки с торцов в корпусе 4 и фиксируют радиальными штифтами 3. На нижних полках лопаток выполнены торцовые штыри, на которых, как на прямоугольных шлицах, центрируется внутренний обод 8.

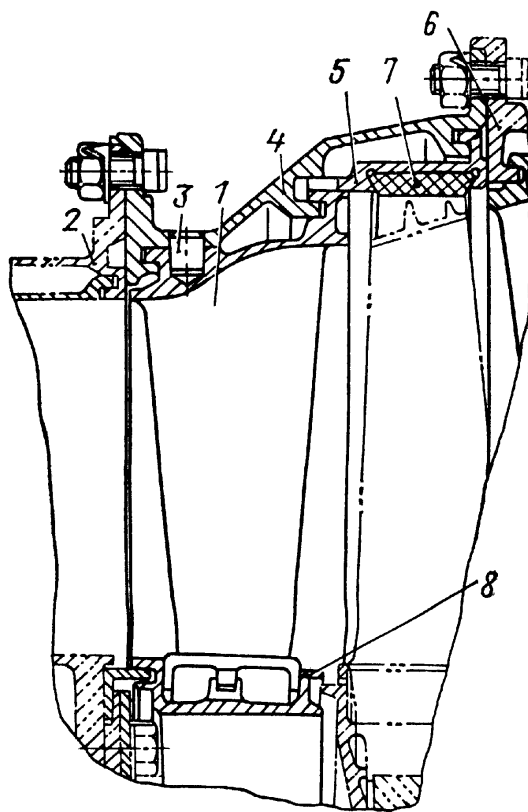


Рис. 4.18. Сопловой аппарат III ступени (разрез верхней части):

1 — лопатка; 2 — корпус третьей опоры; 3 — штифт; 4 — корпус соплового аппарата III ступени; 5 — обойма; 6 — корпус соплового аппарата IV ступени; 7 — вставка металло-керамическая; 8 — обод внутренний

В корпусе 4 соплового аппарата установлена и зафиксирована тремя штифтами обойма 5 с металло-керамическими вставками 7 в виде кольца, расположенного над гребешками газового лабиринта рабочего колеса III ступени турбины двигателя (1 ступени ротора свободной турбины).

Крепление металло-керамических вставок в обойме аналогично креплению вставок сопловых аппаратов турбины компрессора.

Корпус соплового аппарата, лопатки и обойма образуют полости, по которым циркулирует воздух, охлаждающий детали соплового аппарата.

Корпус, обойма и внутренний обод соплового аппарата III ступени изготовлены из жаропрочной стали, сопловые лопатки литые — из окалиностойкой литейной стали.

4.3.2.3. СОПЛОВОЙ АППАРАТ IV СТУПЕНИ

Сопловой аппарат IV ступени (II ступени свободной турбины) состоит из корпуса 6 (рис. 4.19), уплотнительного кольца 2, 29 лопаток 3 и обоймы 7 с металло-керамическими вставками.

Передним фланцем корпуса 6 сопловой аппарат крепится к корпусу 4 соплового аппарата III ступени, а задним фланцем корпуса к корпусу 8 четвертой опоры роторов двигателя.

Лопатки 3 соплового аппарата верхними полками, имеющими специальные канавки, устанавливают в кольцевые проточки корпуса 6 и фиксируют радиальными штифтами 5. На нижних полках лопаток имеются торцевые штыри, на которых, как на прямоугольных шлицах, центрируется уплотнительное кольцо 2. В паре с уплотнительным кольцом работает вращающийся лабиринт 1, установленный на роторе свободной турбины.

В корпусе 6 соплового аппарата установлена и зафиксирована тремя штифтами обойма 7 с металло-керамическими вставками 9 в виде кольца, расположенного над гребешками газового лабиринта рабочего колеса IV ступени (II ступени свободной турбины).

Крепление металло-керамических вставок в обойме аналогично креплению вставок сопловых аппаратов турбины компрессора. Корпус соплового аппарата, лопатки и обойма образуют полости, по которым циркулирует воздух, охлаждающий детали соплового аппарата. Внешний вид сопловых аппаратов свободной турбины показан на рис. 4.20.

Корпус и обод соплового аппарата IV ступени изготовлены из стали, сопловые лопатки литые — из литейной стали.

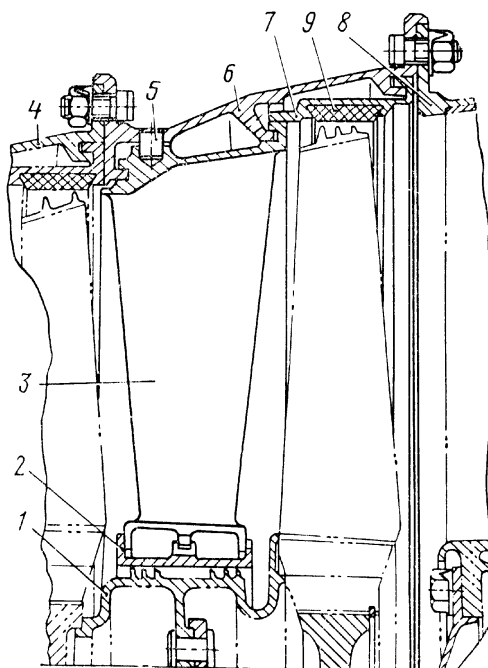


Рис. 4.19. Сопловой аппарат IV ступени (разрез верхней части):

1 — лабиринт; 2 — кольцо уплотнительное; 3 — лопатка; 4 — корпус соплового аппарата III ступени; 5 — штифт; 6 — корпус соплового аппарата IV ступени; 7 — обойма; 8 — корпус четвертой опоры; 9 — вставка металло-керамическая

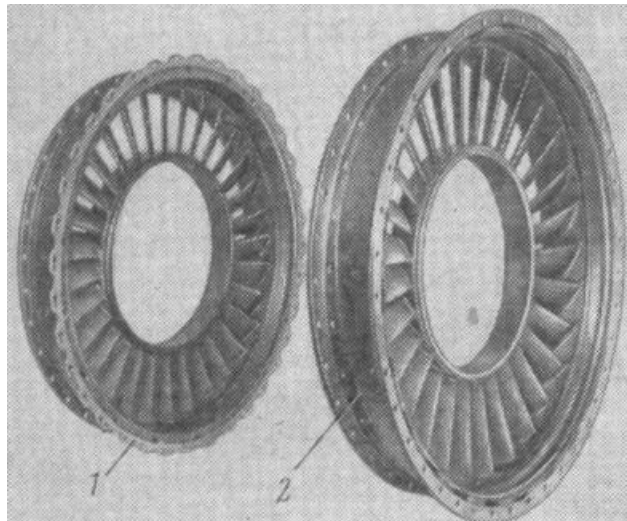


Рис. 4.20. Сопловые аппараты свободной турбины (внешний вид):

1 — аппарат III ступени; 2 — аппарат IV ступени

4.3.2.4. ЧЕТВЕРТАЯ И ПЯТАЯ ОПОРЫ

Ротор свободной турбины установлен на двух опорах (рис. 4.21 и 4.22). Передней опорой ротора (четвертой опорой роторов двигателя) служит шарикоподшипник 12 (см. рис. 4.22), внутреннее кольцо которого закреплено на валу ротора в передней его части (около рабочих колес). Задней опорой ротора (пятой опорой роторов двигателя) служит роликоподшипник 10, внутреннее кольцо которого закреплено на хвостовике задней части вала ротора. Наружные кольца шарикового и роликового подшипников размещены в корпусах опор.

В комплект опор ротора свободной турбины входят корпус 3 опор, промежуточный корпус 5, шариковый 12 и роликовый 10 подшипники с гнездами 2 и 7 для них, детали воздушного и масляного уплотнений полости опор.

Корпус 3 опор выполнен из листовой стали сварной конструкции, состоит из наружной и внутренней обечаек с фланцами, соединенных шестью равномерно расположенными полыми стойками. Передним фланцем наружной обечайки корпус опор крепится к корпусу соплового аппарата IV ступени турбин, а к заднему фланцу наружной обечайки корпуса опор крепится выхлопной патрубок.

К переднему фланцу внутренней обечайки корпуса опор крепится крышка 16 с металло-керамическими вставками, в паре с которыми работают лабиринтные гребешки фланца вала ротора свободной турбины.

К внутреннему фланцу внутренней обечайки корпуса опор крепится гнездо 2 для наружного кольца шарикоподшипника, крышка 15 масляного уплотнения полости шарикоподшипника и промежуточный корпус 5 с двойными стенками.

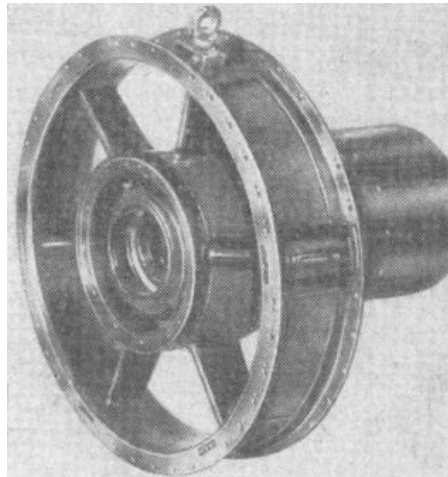


Рис. 4.21. Опоры ротора свободной турбины (внешний вид)

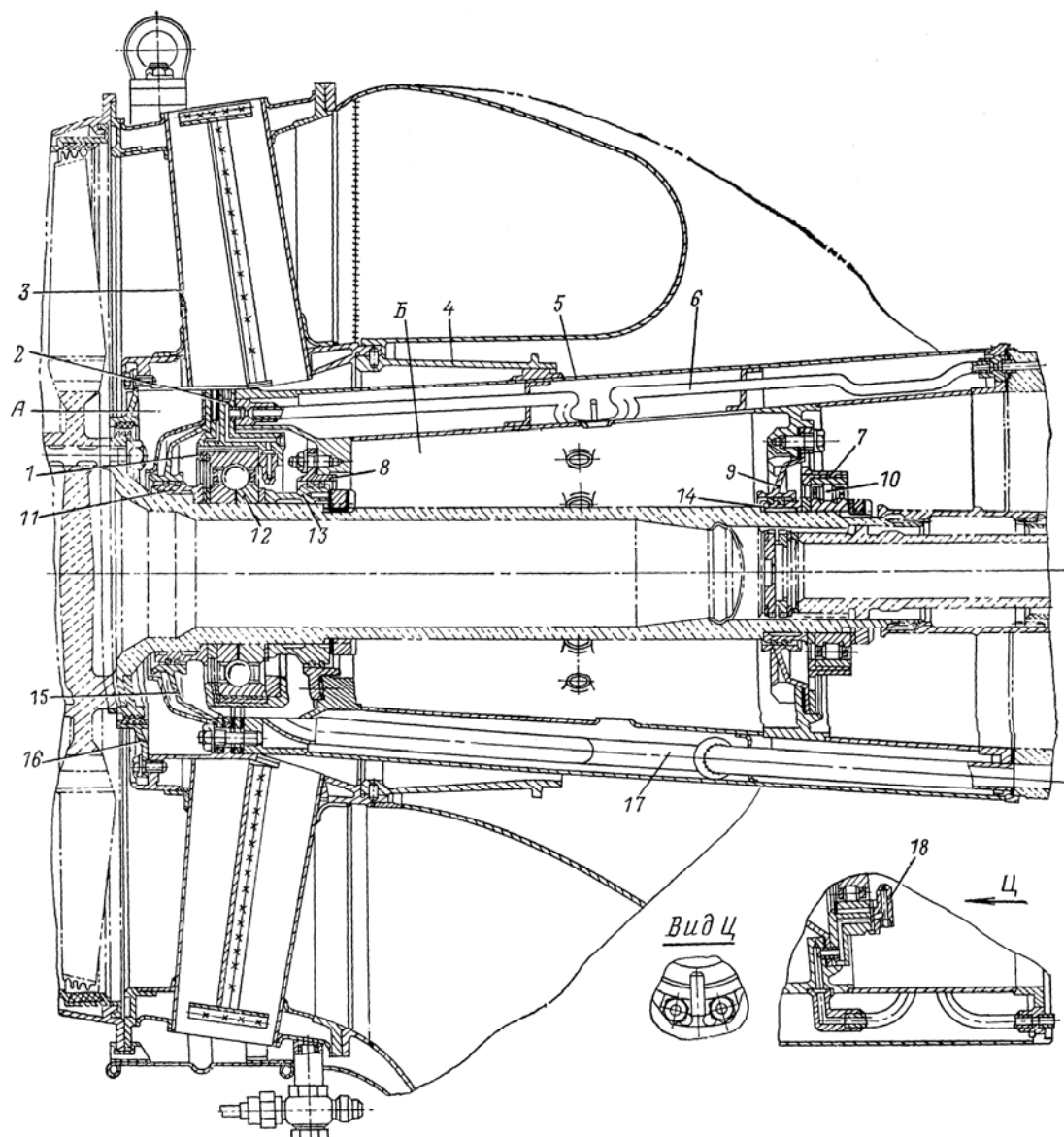


Рис. 4.22. Опоры ротора свободной турбины (разрез):

1 — кольцо регулировочное; 2 — гнездо шарикового подшипника; 3 — корпус опор; 4 — опора дополнительная; 5 — корпус промежуточный; 6 — трубка подвода масла; 7 — гнездо роликового подшипника; 8, 9, 15 и 16 — крышки; 10 — роликовый подшипник; 11, 13 и 14 — кольцедержатели; 12 — шариковый подшипник; 17 — трубка отвода масла; 18 — форсунка

В расточке заднего фланца внутренней обечайки корпуса опор установлена и закреплена штифтами дополнительная опора 4, повышающая жесткость соединения корпуса 3 опор с промежуточным корпусом 5.

К переднему фланцу внутренней стенки промежуточного корпуса 5 крепится крышка 8 масляного уплотнения полости шарикоподшипника, а к заднему фланцу — гнездо 7 для наружного кольца роликоподшипника и крышка 9 масляного уплотнения полости роликоподшипника.

Наружное кольцо шарикоподшипника 12 монтируется в гнездо 2 с осевым зазором, величина которого обеспечивается подбором кольца 1. Между сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями наружного кольца шарикоподшипника и гнезда 2 устанавливается упругий элемент, аналогичный упругому элементу второй опоры роторов двигателя. Масляная полость четвертой опоры роторов двигателя спереди и сзади уплотняется контактно-кольцевыми уплотнениями, каждое из которых имеет по два чугунных кольца, смонтированных на кольцедержателях 11 и 13 и работающих по азотированным цилиндрическим поверхностям крышек 15 и 8. В маслоуплотнениях создан воздушный подпор из полостей А и Б, которые наддуваются воздухом, поступающим из диффузора камеры сгорания по каналу в корпусе привода регулятора числа оборотов ротора свободной турбины и по сверлениям во фланце промежуточного корпуса. Перепад давлений между масляной и воздушными

полостями обеспечивается жиклером, смонтированным на штуцере корпуса главного привода.

Наружное кольцо роликоподшипника вмонтировано в стальной стакан и вместе со стаканом установлено в гнездо 7 с осевым зазором с форсункой 18 для смазки подшипника. Масляная полость пятой опоры роторов двигателя спереди уплотнена контактно-кольцевым уплотнением, состоящим из двух чугунных колец. Кольца смонтированы на кольцедержателе 14, закрепленном на валу ротора, и работают по азотированной цилиндрической поверхности крышки 9. Сзади масляная полость не уплотняется.

Масло для смазки шарикоподшипника подается по трубке 6 и по сверлениям в гнезде 2 поступает в шайбу-форсунку с жиклерами. Масло для смазки роликоподшипника подается по другой трубке (подобной трубке 6) и по сверлениям в гнезде 7 поступает к форсунке 18, направляющей струю масла на смазку рабочих поверхностей подшипника.

Масло от шарикоподшипника отводится по трубке 17 к штуцеру на корпусе привода регулятора частоты вращения ротора свободной турбины, а от роликоподшипника сливается в масляную полость корпуса привода регулятора частоты вращения ротора свободной турбины.

4.3.3. СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИН

Система охлаждения горячих деталей и узлов турбин и третьей опоры роторов двигателя (рис.4.23) в основном состоит из двух воздухоподводящих трактов. По одному тракту воздуха из-за компрессора подается на охлаждение корпусов сопловых аппаратов турбин, стоек третьей опоры роторов двигателя, диска и замкового соединения I ступени турбины компрессора.

По второму тракту воздух из-за VIII ступени компрессора подается на охлаждение дисков и замковых соединений остальных ступеней турбин, а также гнезда роликового подшипника третьей опоры роторов двигателя. Корпусы сопловых аппаратов турбин охлаждаются закомпрессорным воздухом (вторичным воздухом камеры сгорания из-под корпуса камеры), пропускаемым по внутренним полостям корпусов сопловых аппаратов турбины компрессора. За турбиной компрессора часть этого воздуха поступает в корпусы сопловых аппаратов свободной турбины, охлаждает их и проходит в газовый тракт за свободной турбиной; другая часть воздуха охлаждает стойки корпуса третьей опоры роторов двигателя и через специальные отверстия 14 во внутренней обечайке обтекателя проходит в газовый тракт перед свободной турбиной.

Диск I ступени турбины также охлаждается воздухом из камеры сгорания. Воздух дросселируется в местах его отбора (15), а затем часть его поступает под покрывающий диск 16, охлаждая диск ротора спереди, частично продувается через зазоры замкового соединения, через дросселирующие щели 17 и затем через полости у комлей рабочих лопаток I ступени турбины.

Оба потока проходят в газовый тракт за I ступенью турбины компрессора, затрудняя поступление горячего газа в лабиринт 13 под корпусом соплового аппарата II ступени свободной турбины (IV ступени турбин).

Другая часть этого воздуха из камеры сгорания проходит через сдвоенный лабиринт 19 и поступает в проточную часть турбины за сопловым аппаратом I ступени, попутно охлаждая внутренний обод 20 соплового аппарата и комлевую часть рабочих лопаток I ступени.

Диск II ступени турбины компрессора и диски обеих ступеней свободной турбины охлаждаются воздухом, отбираемым за направляющим аппаратом VIII ступени компрессора. Охлаждающий воздух проходит через отверстия 1 в барабане ротора компрессора, радиальные дефлекторы 2, крестовину 3 и поступает в полость вала ротора турбины компрессора.

Из полости вала ротора турбины компрессора часть воздуха через специальные отверстия 4 и зазоры в торцовых шлицах 5 поступает на охлаждение диска I ступени сзади и диска II ступени турбины компрессора спереди, а затем через зазоры в замковых соединениях и полости у комлей рабочих лопаток поступает в проточную часть турбины за рабочим колесом II ступени.

Другая часть этого воздуха омывает диск II ступени сзади и через отверстия 6 в задней шейке ротора турбины компрессора и через четыре отверстия 7 (с жиклерами) в гнезде роликового подшипника третьей опоры роторов двигателя поступает на охлаждение ротора свободной турбины, попутно охлаждая гнездо роликового подшипника. Далее этот воздух через специальный конус 8 и отверстия в диске I ступени свободной турбины поступает на охлаждение свободной турбины.

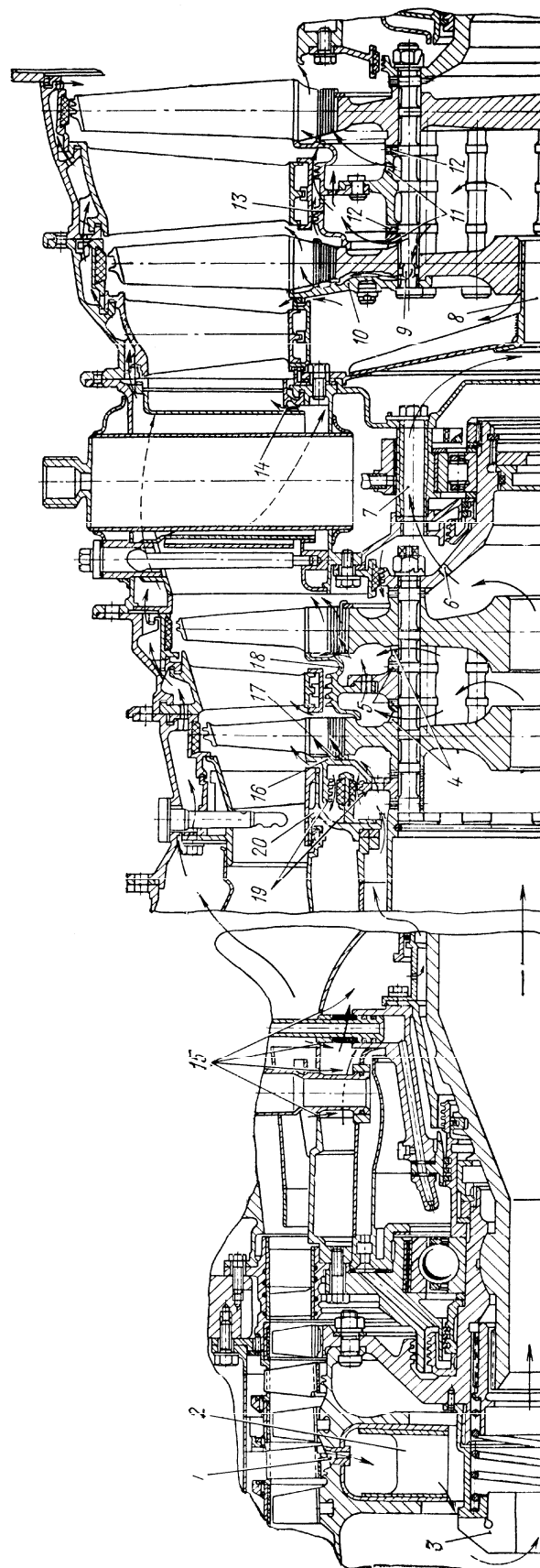


Рис. 4.23. Система охлаждения:

1 — отверстие в барабане ротора компрессора; 2 — дефлектор радиальный; 3 — крестовина;
 4 и 11 — отверстия в дисках рабочих колес; 5 и 12 — торцевые шлицы; 6 — отверстие в задней
 шейке ротора турбины; 7 — жиклерные отверстия в гнезде роликоподшипника; 8 — конус; 9 — лыски
 на стяжных болтах; 10 и 16 — диски покрывающие; 13, 18 и 19 — лабиринты; 14 — отверстие во
 внутренней обечайке обтекателя; 15 — места отбора воздуха на охлаждение диска рабочего колеса I
 ступени турбины; 17 — щели дросселирующие; 20 — внутренний обод соплового аппарата I ступени

Передняя часть диска I ступени свободной турбины охлаждается воздухом, проходящим в зазор между конусом и втулкой диска, а также воздухом, проходящим по лыскам и выточкам 9 в стяжных болтах под покрывающий диск 10. Этот воздух выходит у комлей рабочих лопаток в газовый тракт.

Задняя часть диска I ступени и передняя часть диска II ступени свободной турбины охлаждаются воздухом, проходящим через специальные отверстия 11 и зазоры в торцовых шлицах 12. Этот воздух поступает в газовый тракт двигателя частично через лабиринт 13 под корпусом соплового аппарата II ступени свободной турбины, препятствуя протеканию через лабиринт горячего газа, и частично через зазоры замковых соединений и полости у комлей рабочих лопаток II ступени свободной турбины.

4.4. ВЫХЛОПНОЕ УСТРОЙСТВО

Назначение выхлопного устройства — отводить газовый поток за борт вертолета.

Выхлопное устройство (рис. 4.24) состоит из выхлопного патрубка 5, кожуха патрубка, стяжной ленты 2, деталей соединения кожуха и крепления патрубка.

Выхлопной патрубок совместно с кожухом образуют двухстеночное выхлопное устройство, уменьшающее теплоотдачу от выхлопного патрубка. Между патрубком и кожухом циркулирует воздух, охлаждающий стенки выхлопного патрубка.

Выхлопной патрубок 5 — сварной конструкции с переменным профилем проходного сечения по ходу газового потока. В передней части патрубка выполнен наружный торцовый фланец и внутренний обод, которыми патрубок соединяется с корпусом четвертой и пятой опор роторов двигателя. Фланец патрубка крепится 30 винтами 3 к фланцу корпуса IX опоры, а внутренним ободом 4 центрируется с внутренней обечайкой корпуса опор. Для увеличения жесткости к патрубку приварены два бандажа 7. Через полость патрубка проходит промежуточный корпус вала свободной турбины. У среза выхлопного патрубка снаружи приварен козырек 12 для предотвращения попадания топлива при ложных или неудавшихся запусках под кожухи.

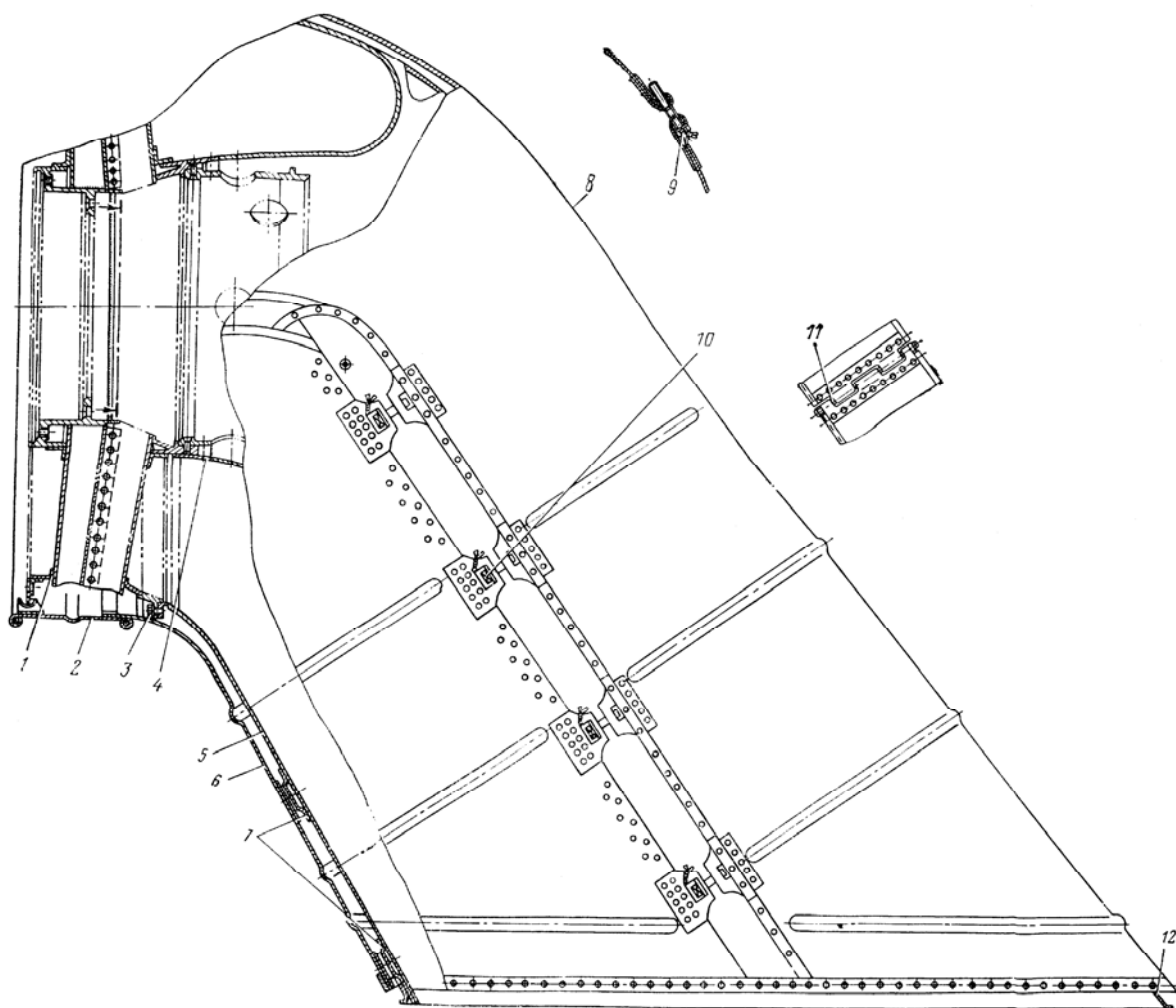


Рис. 4.24. Выхлопное устройство:

1 — корпус четвертой опоры; 2 — лента стяжная; 3 — винт; 4 — обод внутренний; 5 — патрубок выхлопной; 6 — короткая часть кожуха; 7 — бандаж; 8 — длинная часть кожуха; 9 — болт стяжной; 10 — винт; 11 — петля шарнирная; 12 — козырек

Горячий газ, пройдя последнюю ступень турбин, поступает в кольцевую диффузорную полость корпуса четвертой опоры роторов двигателя и затем в выхлопной патрубок. В патрубке поток газа изменяет направление и через увеличивающееся сечение с меньшей скоростью выходит в атмосферу под углом 60° к оси двигателя и под углом 10° к горизонтальной плоскости.

Для плавного огибания потоком газа центральной части патрубка, внутри патрубка имеется обтекатель. В конце обтекателя есть отверстия для эжектирования воздуха, охлаждающего корпус четвертой опоры роторов двигателя и стенки обтекателя.

Кожух патрубка состоит из двух половин — 6 и 8. Обе половины соединяются стяжными винтами 10, которые контрятся проволокой. В местах контакта кожуха с опорами патрубка на стенках кожуха приварены накладки.

Стяжная лента 2 стягивает обе части кожуха и соединяет кожух с передним фланцем корпуса 1 четвертой опоры роторов двигателя. Лента состоит из двух половин, соединяющихся шарнирной петлей 11 и стягиваемых стяжным болтом 9.

Выхлопной патрубок может быть повернут на фланце крепления его к корпусу опор роторов двигателя в правую или левую сторону выхлопным отверстием.

5. ПЕРЕДАЧИ И ПРИВОДЫ

5.1. ГЛАВНЫЙ ПРИВОД

Главный привод двигателя (рис. 5.1) служит продолжением вала ротора свободной турбины и корпусов опор роторов двигателя. Через главный привод передается крутящий момент от ротора свободной турбины двигателя на ведущий вал муфты свободного хода главного редуктора вертолета, соединяется корпус опор роторов двигателя с корпусом редуктора, а также осуществляется привод к регулятору числа оборотов [к агрегату РО-40ВА (РО-40ВР)] ротора свободной турбины двигателя.

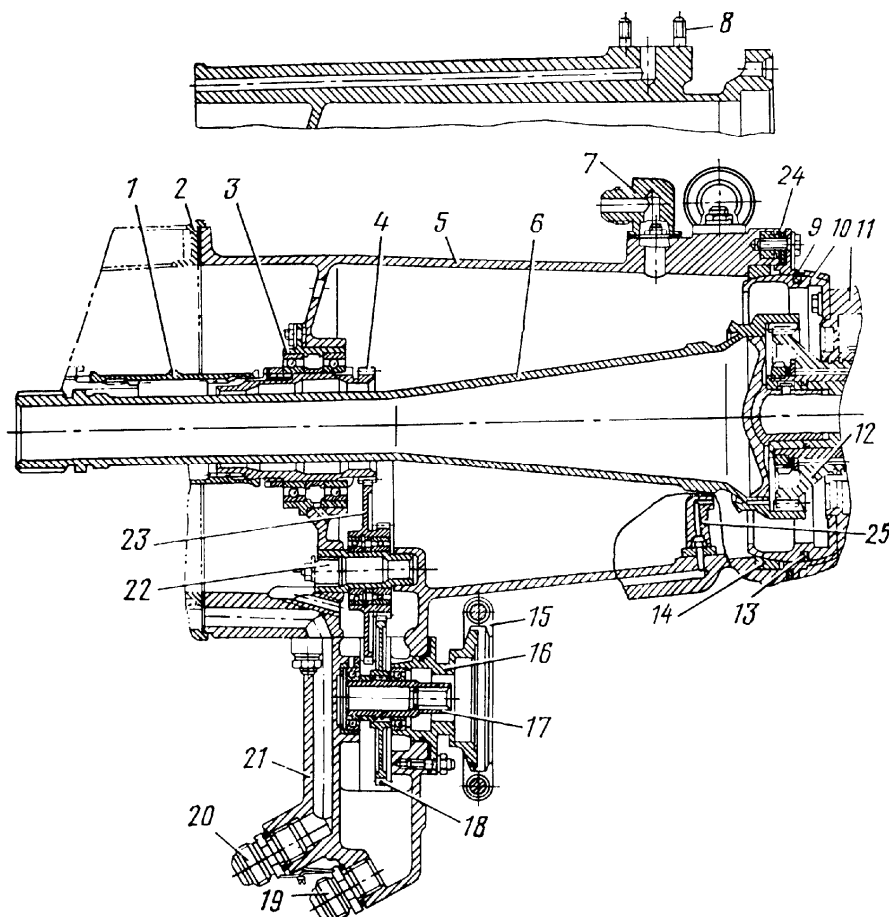


Рис. 5.1. Главный привод (разрез):

1 — втулка шлицевая; 2 — промежуточный корпус пятой опоры; 3 — стакан; 4 — ведущее зубчатое колесо привода регулятора числа оборотов; 5 — корпус главного привода; 6 — рессора; 7 — штуцер суфлирования; 8 — шпилька для крепления штуцера подвода воздуха; 9 — крышка; 10 — втулка сферическая; 11 — корпус, главного редуктора; 12 — вал ведущий муфты свободного хода; 13 — кольцо уплотнительное; 14 — вставка; 15 — хомут крепления регулятора числа оборотов; 16 — переходник; 17 — валик привода регулятора числа оборотов; 18 — зубчатое колесо; 19 — штуцер откачки масла от пятой опоры и привода регулятора числа оборотов; 20 — штуцер откачки масла от четвертой опоры; 21 — коробка привода регулятора числа оборотов; 22 — палец; 23 — двойное зубчатое колесо; 24 — прокладка; 25 — форсунка для смазки шлицов рессоры

В узел главного привода входят корпус 5 привода, рессора 6 соединения ротора свободной турбины с ведущим валом 12 муфты свободного хода редуктора, детали соединения корпуса главного привода с корпусом редуктора и детали привода регулятора частоты вращения ротора свободной турбины двигателя.

Рессора 6, изготовленная из стали, расположена внутри корпуса 5 главного привода и имеет шлицевое соединение с валом ротора свободной турбины двигателя и с ведущим валом муфты свободного хода главного редуктора вертолета.

Корпус 5 главного привода отлит из алюминиевого сплава и соединяет корпус двигателя с корпусом главного редуктора. Передним фланцем корпус привода соединен с промежуточным корпусом 2 пятой

опоры роторов двигателя, а задним фланцем через детали со сферическими поверхностями соединяется с корпусом 11 главного редуктора вертолета.

Сферическое соединение корпусов двигателя и редуктора обеспечивает работу главного привода при перекосе осей валов двигателя и главного редуктора вертолета. Детальми сферического соединения являются: вставка 14, запрессованная в расточке корпуса 5, втулка 10, закрепленная на корпусе 11 главного редуктора, и крышка 9, которая крепится к корпусу 5 главного привода и замыкает сферу, образованную вставкой и крышкой. Для уплотнения масляной полости корпуса привода в проточку сферической втулки 10 установлено резиновое уплотнительное кольцо 13.

Корпус 5 главного привода имеет ряд приливов с каналами. С правой стороны корпуса имеется прилив со шпильками 8 для крепления штуцера, к которому из компрессора подводится воздух, направляемый по каналу в приливе на подпор контактно-кольцевых уплотнений четвертой и пятой опор роторов двигателя (на рисунке 5.1 этот прилив условно показан вверх). С левой стороны корпуса имеется прилив с каналами и фланцем; к фланцу крепится штуцер подвода масла, от которого по двум каналам масло подается к подшипникам четвертой и пятой опор роторов двигателя. В нижней части корпуса имеются прилив с фланцем для крепления коробки 21 привода регулятора числа оборотов и каналы для слива масла из четвертой опоры роторов двигателя. На приливе в верхней части корпуса установлен штуцер 7 суфлирования полости корпуса главного привода через суфлер коробки приводов.

Внутри корпуса привода имеется поперечная стенка с развитой втулкой в центральной части и приливом в нижней части. В отверстие втулки центральной части установлено на двух шарикоподшипниках, расположенных в стальном стакане 3 ведущее зубчатое колесо 4 передачи к приводу регулятора числа оборотов, которое соединено с валом ротора свободной турбины посредством шлицевой втулки 1. В отверстии прилива нижней части внутри корпуса установлен стальной палец 22, на котором на двух шарикоподшипниках смонтировано двойное зубчатое колесо 23 привода. Через это колесо передается вращение от ведущего зубчатого колеса 4 на зубчатое колесо 18 (валика 17), смонтированное в коробке привода регулятора числа оборотов.

Коробку 21 привода регулятора числа оборотов, отлитую из магниевового сплава, крепят к корпусу 5 главного привода восемью шпильками. К коробке шестью шпильками крепят переходник 16; соединение уплотняют резиновым кольцом и прокладкой.

В полости, образованной коробкой привода и переходником, смонтирован на двух шарикоподшипниках валик 17 привода регулятора числа оборотов с установленным на нем и соединенном шлицами зубчатым колесом 18 привода.

На переходнике 16 установлен и закреплен хомутом 15 регулятор частоты вращения (агрегат РО-40ВА) ротора свободной турбины, хвостовик которого входит во внутренние шлицы валика 17 привода. Уплотнение соединения агрегата с переходником осуществляется резиновым кольцом.

В нижней части коробки привода установлены два штуцера для присоединения труб откачки масла. Через штуцер 20 откачивается масло от четвертой опоры роторов двигателя, а через штуцер 19 — от пятой опоры роторов двигателя и из привода регулятора частоты вращения ротора свободной турбины.

Внешний вид корпуса главного привода с установленным на нем агрегатом РО-40ВР показан на рис. 5.2.

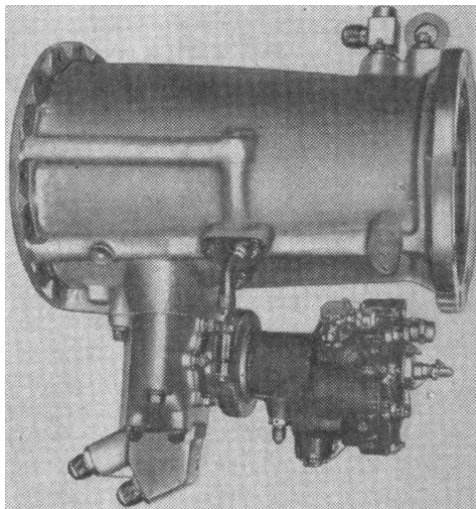


Рис.5.2. Корпус главного привода с установленным на нем агрегатом РО-40ВР

5.2. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА ДВИГАТЕЛЯ И ПРИВодОВ АГРЕГАТОВ

Кинематическая схема двигателя (рис. 5.3) состоит из двух отдельных, не связанных друг с другом систем: турбины компрессора и свободной турбины.

Ротор турбины 16 компрессора приводит во вращение ведущее 12, и ведомые 11 и 13 зубчатые колеса центрального привода, расположенного в корпусе первой опоры роторов двигателя.

От ведомого конического зубчатого колеса 11 через верхнюю вертикальную рессору вращение передается на ведущее коническое зубчатое колесо 7, от которого приводятся во вращение приводы всех агрегатов, установленных на коробке приводов.

От ведомого конического зубчатого колеса 13 через нижнюю вертикальную рессору вращение передается на привод нижнего масляного агрегата.

От ротора свободной турбины 17 через шлицевую втулку 18 приводится во вращение ведущее зубчатое колесо 19, от которого вращение передается на привод регулятора частоты вращения ротора свободной турбины.

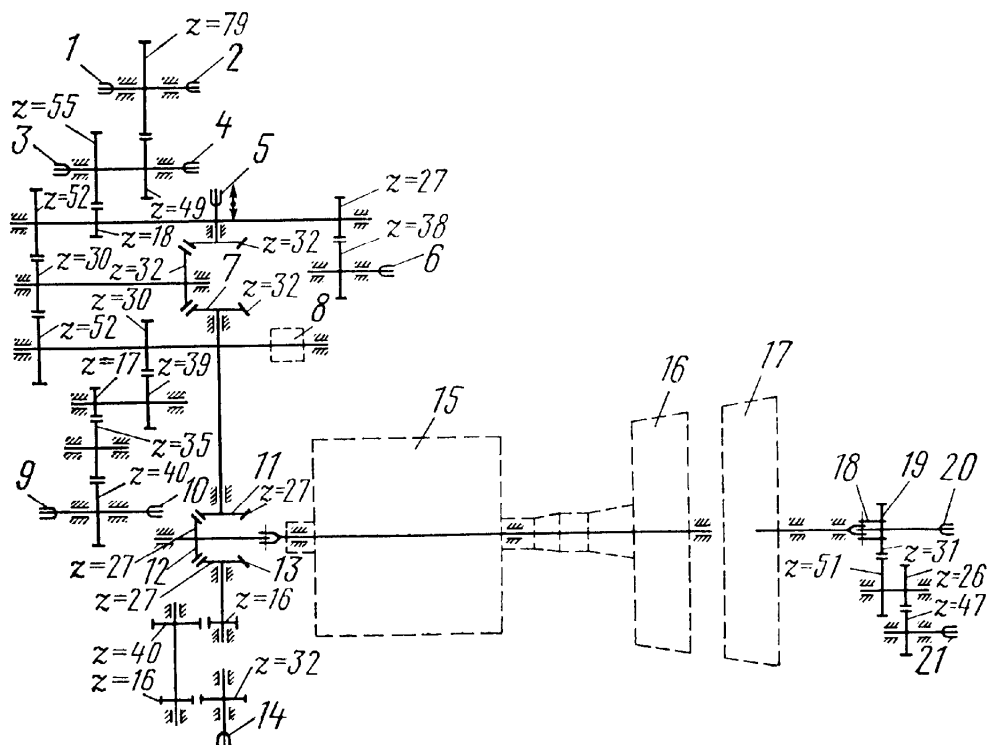


Рис. 5.3. Кинематическая схема двигателя и приводов агрегатов:

1 — привод датчика числа оборотов; 2 — привод свободный; 3 — привод агрегата ПН-40Р; 4 — привод верхнего масляного агрегата; 5 — привод ручной прокрутки; 6 — привод стартера-генератора ГС-181МО; 7 — ведущее коническое зубчатое колесо коробки приводов; 8 — центробежный суфлер; 9 — привод агрегата КА-40; 10 — привод агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ); 11 — ведомое коническое зубчатое колесо передачи к коробке приводов; 12 — ведущее коническое зубчатое колесо центрального привода; 13 — ведомое коническое зубчатое колесо передачи к нижнему масляному агрегату; 14 — привод нижнего масляного агрегата; 15 — компрессор; 16 — турбина компрессора; 17 — свободная турбина; 18 — шлицевая втулка; 19 — ведущее зубчатое колесо передачи к агрегату РО-40ВА (РО-40ВР); 20 — главный привод; 21 — привод агрегата РО-40ВА (РО-40ВР)

5.3. КОРОБКА ПРИВОДОВ

Коробка приводов двигателя (рис. 5.4) состоит из корпуса, который спереди закрыт крышкой, и системы зубчатых колес, обеспечивающих привод агрегатов, устанавливаемых на корпусе коробки. Корпус и крышка коробки изготовлены из магниевого сплава и для увеличения жесткости имеют ребра.

Коробка приводов расположена в передней части двигателя и крепится десятью шпильками к верхнему фланцу корпуса первой опоры роторов двигателя. Все зубчатые колеса коробки приводов, изготовленные из стали, работают на подшипниках качения, смонтированных в стальных втулках, запрессованных в гнезда.

На коробке приводов установлены следующие агрегаты: стартер-генератор ГС-18МО, топливный насос-регулятор НР-40ВА (НР-40ВГ), командный агрегат КА-40, гидронасос ПН-40Р, датчик Д-2 частоты вращения ротора компрессора, верхний масляный агрегат с фильтром. Расположение фланцев на корпусе и крышке коробки для крепления агрегатов показано на рис. 5.5.

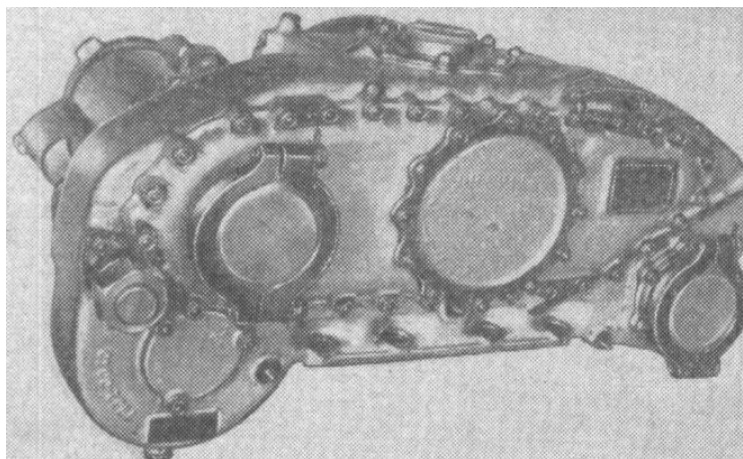


Рис. 5.4. Коробка приводов (вид спереди справа)

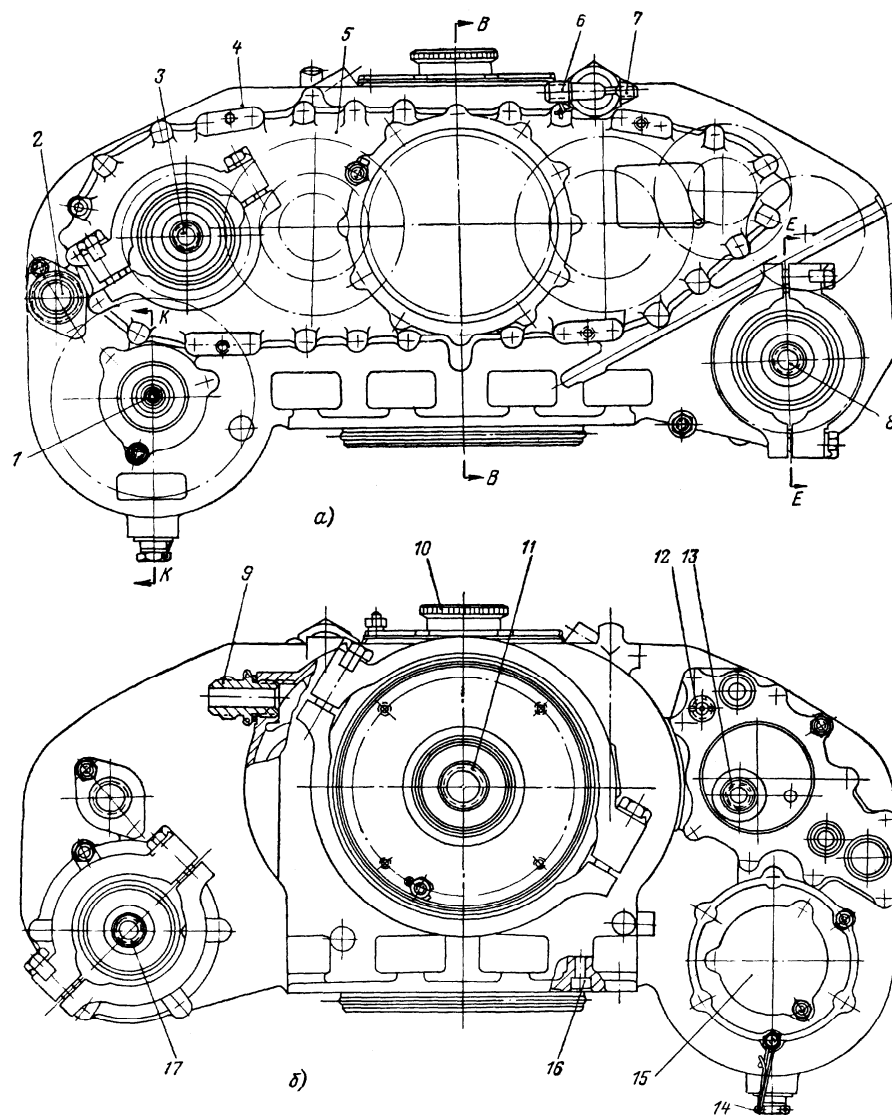


Рис. 5.5. Коробка приводов:

а — вид спереди; б — вид сзади;

1 — привод датчика Д-2 частоты вращения ротора компрессора; 2 — канал входа масла в нагнетающий насос; 3 — привод гидронасоса ПН-40Р; 4 — корпус коробки приводов; 5 — крышка коробки приводов; 6 — штуцер суфлирования полости трансмиссии свободной турбины; 7 — штуцер замера давления в коробке приводов; 8 — привод командного агрегата КА-40; 9 — штуцер суфлирования в атмосферу; 10 — крышка привода ручной прокрутки; 11 — привод стартера-генератора ГС-18МО; 12 — жиклер подачи масла в коробку приводов; 13 — привод верхнего масляного агрегата; 14 — пробка сливная; 15 — крышка свободного привода; 16 — канал подачи масла в центральный привод; 17 — привод топливного насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ)

Датчик частоты вращения ротора компрессора и масляный агрегат крепятся непосредственно к корпусу коробки шпильками, а остальные агрегаты крепятся хомутами через переходники. В корпус коробки установлено три штуцера 6,7,9, жиклер 12 и сливная пробка 14.

Внутри коробки приводов выполнен суфлер центробежного типа для отделения воздуха от масла. Суфлер состоит из стакана 6 (см. рис. 5.7) с маслосгонной резьбой прямоугольного профиля и крыльчатки 7, выполненной за одно целое с валиком 11, имеющим зубчатый венец.

Полости А и Б суфлера разделены перегородкой с уплотнением из чугуновых уплотнительных колец в месте входа валика суфлера в перегородку. Полость А соединена с полостью коробки приводов, и через нее поступает на крыльчатку суфлера воздух с масляной эмульсией. При вращении крыльчатки масло сепарируется (отделяется) от воздуха, центробежными силами отбрасывается к стенке стакана и по маслосгонной резьбе между стаканом и крыльчаткой стекает в полость коробки. Очищенный воздух поступает по отверстиям в валике суфлера внутрь валика и выходит в полость Б, которая соединена с атмосферой.

Вращение к приводам коробки передается от конического зубчатого колеса 7 (рис. 5.6), которое

через рессору приводится во вращение от центрального привода двигателя (см. пособие по теме 2).

От зубчатого колеса 7 через зубчатые колеса 6 и 5 и зубчатое колесо 12 (рис. 5.7) приводится во вращение валик 11 крыльчатки суфлера.

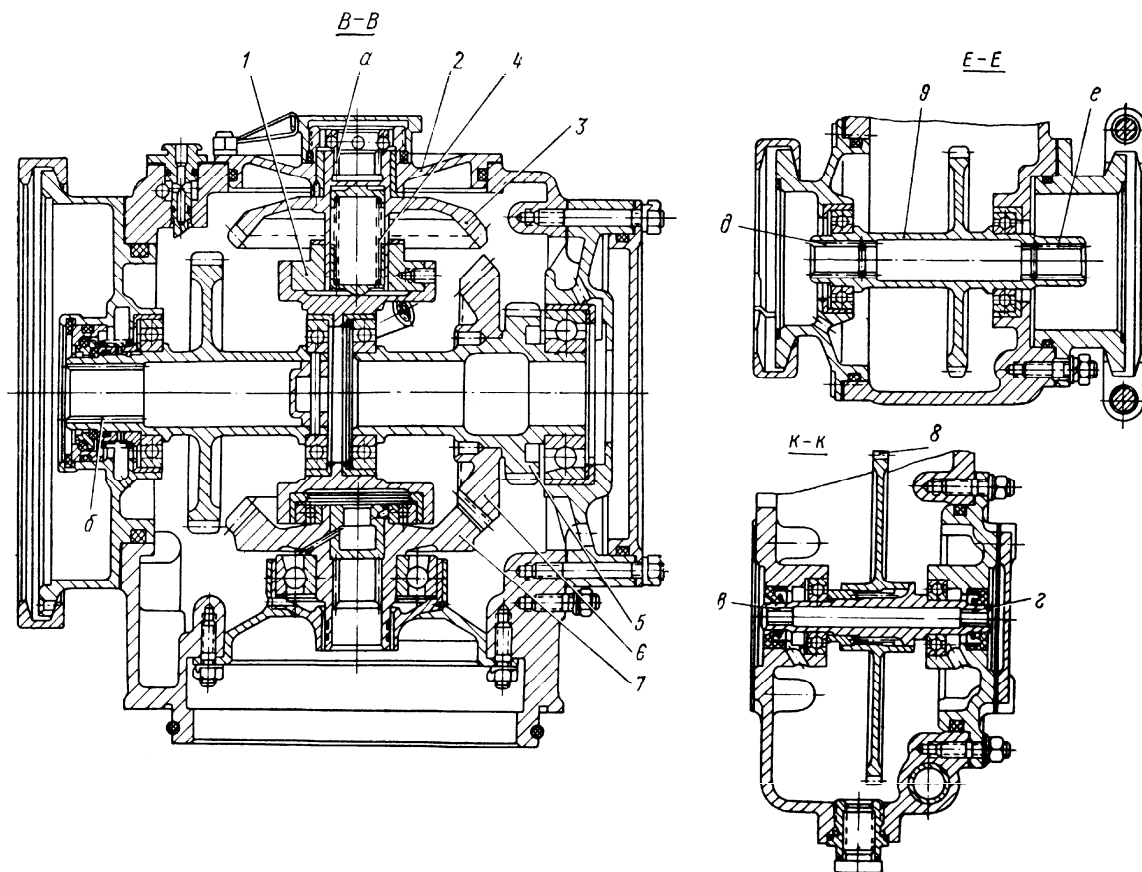


Рис. 5.6. Коробка приводов (разрезы в плоскостях, указанных на рис. 5.5):

*а — привод ручной прокрутки; б — привод стартера-генератора; в — привод датчика Д-2 частоты вращения; г — свободный привод; д — привод агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ);
е — привод агрегата КА-40*

*1 — втулка; 2 — фланец; 3 — зубчатое колесо ручной прокрутки; 4 — пружина;
5 — цилиндрическое зубчатое колесо; 6 и 7 — конические зубчатые колеса; 8 — зубчатое колесо валика запасного привода и привода датчика Д-2 частоты вращения;
9 — валик привода агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) и КА-40*

С зубчатого венца валика 11 крыльчатки суфлера через зубчатое колесо 10, зубчатый венец валика 9 и промежуточное зубчатое колесо 8 вращение передается на зубчатый венец валика 9 (см. рис.5.6) приводов насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ) и командного агрегата КА-40.

С зубчатого колеса 5 через зубчатое колесо 13 (см. рис. 5.7), малый зубчатый венец валика 3 и зубчатое колесо 2 приводится во вращение валик 1 приводов гидронасоса ПН-40Р и верхнего масляного агрегата.

С зубчатого венца валика 1 через зубчатое колесо 8 (см. рис. 5.6) приводится во вращение валик привода датчика Д-2 частоты вращения ротора компрессора. Второй конец этого валика является запасным приводом. С обоих концов валик уплотнен резиновыми сальниками.

С большого зубчатого венца валика 3 (рис. 5.7) вращение передается на зубчатый венец валика 4 привода стартера-генератора ГС-18МО. Валик привода стартера-генератора уплотнен торцовым уплотнением, смонтированным в переходнике 5.

При запуске двигателя крутящий момент стартера-генератора, работающего в стартерном режиме, через зубчатый венец валика 4, большой зубчатый венец валика 3, зубчатое колесо 13, конические зубчатые колеса 6 и 7 (см. рис. 5.6) и вертикальную рессору передается на центральный привод двигателя и далее на ротор компрессора.

В верхней части коробки приводов смонтирован привод ручной прокрутки. Зубчатое колесо 3 (см. рис. 5.6) ручной прокрутки, сцентрированное во фланце 2 и втулке 1, выведено из зацепления с зубчатым колесом 6 пружиной 4. При прокрутке двигателя в шлицы ступицы зубчатого колеса 3

вставляют валик ручной прокрутки и при нажиме сверху на торец валика зубчатые колеса 3 и 6 входят в зацепление.

Полость коробки приводов отделена от полости центрального привода чугунными уплотнительными кольцами. Места соединения всех переходников с коробкой приводов уплотнены прокладками и резиновыми кольцами.

Конические зубчатые колеса, зубчатые колеса привода генератора и подшипники коробки приводов смазываются маслом, поступающим под давлением через один общий жиклер. Остальные зубчатые колеса смазываются разбрызгивающимся маслом.

Масло из коробки приводов откачивается шестеренчатым маслососом, смонтированным в верхнем масляном агрегате. В корпусе коробки приводов имеется высверленный канал подачи масла от масляного агрегата на смазку подшипников и зубчатых колес центрального привода двигателя.

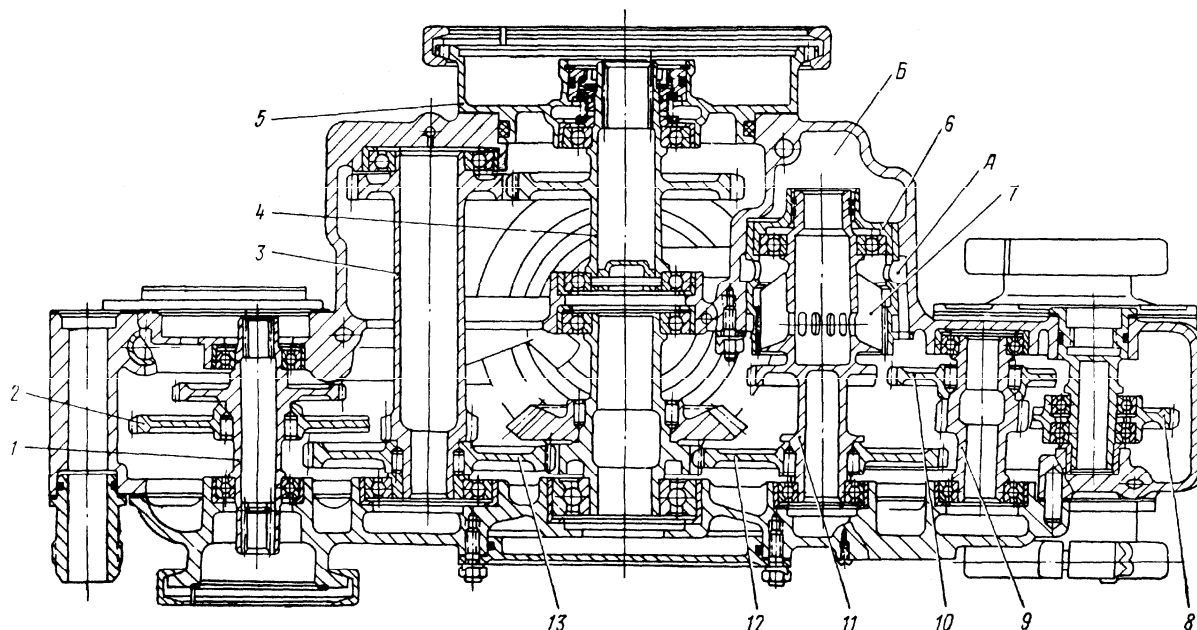


Рис. 5.7. Коробка приводов (разрез в горизонтальной плоскости):

1 — валик с зубчатым венцом; 2, 10 и 13 — зубчатые колеса; 3 — валик с зубчатыми венцами; 4 — валик привода стартера-генератора; 5 — переходник; 6 — стакан с маслосгонной резьбой; 7 — крыльчатка; 8 — зубчатое колесо промежуточное; 9 — валик промежуточный; 11 — валик крыльчатки; 12 — зубчатое колесо привода крыльчатки

6. СИСТЕМА СМАЗКИ И СУФЛИРОВАНИЯ

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МАСЛОСИСТЕМАХ

6.1.1. НАЗНАЧЕНИЕ МАСЛОСИСТЕМ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ

Масляная система двигателя относится к числу систем, обеспечивающих надежную работу двигателя. От эффективности ее работы в значительной мере зависит ресурс работы двигателя. Маслосистема обеспечивает циркуляцию масла, при этом масло подводится к трущимся деталям двигателя. Подвод масла к трущимся деталям необходим для:

- эффективной смазки трущихся поверхностей деталей двигателя с целью уменьшения их износа и наклепа, а также уменьшения сил трения между ними;
- надежного и достаточно интенсивного охлаждения деталей, т.е. отвода тепла от этих деталей, выделяющегося при трении или передающегося к ним от соседних, более нагретых деталей;
- промывки трущихся поверхностей с целью удаления с них и выноса из двигателя твердых частиц, образующихся в результате износа;
- предохранения от коррозии деталей двигателя в процессе его эксплуатации,

Прекращение подачи масла к трущимся деталям приводит к перегреву двигателя, разрушению его подшипников, заклиниванию, а иногда, и к полному разрушению двигателя. В связи с этим к маслосистеме предъявляются следующие требования. Она обеспечивать:

- 1) Надежную работу агрегатов системы и бесперебойную подачу масла в двигатель на всех режимах его работы как на земле, так и в полете при любых атмосферных условиях и при любых условиях полета.
- 2) Автоматическое поддержание температуры масла в заданных пределах.
- 3) Тщательную очистку масла от механических примесей, воздуха и газов.
- 4) Быстрый прогрев масла в системе после запуска двигателя.
- 5) Условия, препятствующие выбросу масла в атмосферу, а также перетеканию масла из бака в неработающий двигатель.
- 6) Необходимый запас масла в системе, достаточный для максимально возможного по продолжительности полета.
- 7) Герметичность системы и надежность уплотнения соединений и полостей, а значит, минимальные часовые расходы при работе двигателя на земле и в полете и его пожарную безопасность.
- 8) Простоту и удобство технического обслуживания, а также замены агрегатов и трубопроводов.

6.1.2. ПОНЯТИЕ О ТРЕНИИ И СМАЗКЕ

Необходимость в смазке и охлаждении трущихся деталей двигателя, объясняется тем, что при относительном перемещении соприкасающихся деталей между ними возникает сила трения, величина которой зависит от силы прижатия деталей, их материалов и качества обработки поверхностей. В зависимости от характера относительного движения трущихся деталей различают трение скольжения и трение качения.

Трение скольжения происходит в зубчатых зацеплениях, шлицевых соединениях, в подшипниках скольжения и т. д. При этом в зависимости от способа смазки, количества и сорта поступающего масла возможны три вида трения скольжения:

- 1) Сухое трение, происходящее между несмазываемыми поверхностями трущихся деталей, при этом коэффициент трения $\mu = 0,2—0,5$.
- 2) Жидкостное трение, когда трущиеся поверхности разделены прослойкой масла ($\mu = 0,003—0,010$).
- 3) Граничное трение, если смазанные поверхности частично непосредственно соприкасаются между собой ($\mu = 0,01—0,10$).

Трение качения происходит в шариковых и роликовых подшипниках. Коэффициент трения для шариковых подшипников равен: $\mu = 0,001—0,003$ и для роликовых подшипников $\mu = 0,002—0,007$.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют меньшие силы трения, почти не зависящие от скорости вращения, меньший нагрев, более высокую работоспособность при

высоких рабочих температурах, менее чувствительны к сортам масел. Поэтому подшипники качения нашли самое широкое применение на газотурбинных двигателях.

При качении одной детали по другой, наряду с трением качения, обусловленного взаимной деформацией деталей, неизбежно возникает и трение скольжения из-за наличия ограничительных колец или буртиков и сепараторов, удерживающих детали качения. Смазка между катящимися деталями оказывает влияние на величину сил трения. Наличие масляной пленки на поверхностях трущихся деталей способствует более равномерному распределению напряжений по пятну контакта, а значит, увеличению долговечности деталей. Кроме того, наличие масляной пленки предотвращает металлический контакт между трущимися деталями, что снижает величину износа деталей. Наличие масла в контакте снижает величину сил трения, а значит и количество выделяемого при трении тепла

В зависимости от видов трения, скорости перемещения трущихся поверхностей, нагрузок на детали и температурных режимов двигателя для каждого типа двигателя опытным путем подбирается сорт и вязкость масла. От вязкости масла зависят такие эксплуатационные показатели, как потери мощности на трение, износ трущихся поверхностей деталей, прокачка масла через двигатель, легкость и быстрота запуска двигателя, расход масла и др.

6.1.3. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МАСЛОСИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

Каждый двигатель ТВ2-117, входящий в силовую установку вертолета Ми-8, имеет самостоятельную масляную систему, которую условно можно разделить на внешнюю (маслосистему вертолета) и внутреннюю (маслосистему двигателя). Внешняя маслосистема была подробно рассмотрена в учебном пособии «Силовая установка вертолета Ми-8». В данном пособии будет рассмотрена конструкция и работа только внутренней маслосистемы двигателя ТВ2-117.

Циркуляция масла в системе обеспечивается двумя масляными агрегатами. Верхний масляный агрегат имеет две ступени: нагнетающую, осуществляющую прокачку масла через двигатель, т. е. подачу его к точкам смазки, и откачивающую—для откачки масла из коробки приводов. Нижний масляный агрегат имеет пять ступеней, которые обеспечивают раздельную откачку отработавшего масла из опор ротора двигателя. Охлаждение масла производится в воздушно-масляном радиаторе, а автоматическое поддержание температуры и давления масла в заданных пределах—термостатическим клапаном. Очистка масла от механических примесей производится в сетчатом фильтре верхнего масляного агрегата, а очистка масла от воздуха и газов—в маслобаке вследствие подвода масла от маслорадиатора через нижний штуцер маслобака.

Применяемое на двигателе ТВ2-117 синтетическое масло Б-3В обладает хорошими смазывающими свойствами, высокой термохимической стабильностью, позволяющей работать при температуре масла выше 200°C, и низкой температурой застывания, способствующей легкому запуску двигателя, без подогрева при температуре окружающей среды до минус 40°C. Замена масла в двигателе производится:

- а) при установке двигателя на вертолет;
- б) после первого опробования вновь установленного двигателя;
- в) не реже одного раза в год.

Для смазки деталей подшипников качения требуется значительно меньшее количества масла, чем для их охлаждения. Поэтому потребное количество масла, поступающего к подшипникам качения, определяется количеством тепла, которое необходимо отвести от смазываемых деталей. Оно должно быть таким, чтобы масло, охлаждая детали, нагревалось до доступных температур, сохраняя при этом свои смазывающие способности. Количество масла, проходящего по всей маслосистеме двигателя в единицу времени, называется прокачкой масла.

Полная прокачка масла через двигатель $V_{\text{дв}}$ определяется как сумма количества масла, прокачиваемого для смазки и охлаждения подшипников всех пяти опор роторов двигателя и деталей центрального привода, главного привода и коробки приводов. Прокачка масла для смазки и охлаждения агрегатов двигателя составляет:

- для передней опоры компрессора — $0,8^{+0,2}$ л/мин;
- для задней опоры компрессора — $4,5^{+0,5}$ л/мин;
- для опоры турбины компрессора — $1,5^{+0,3}$ л/мин;
- для передней опоры свободной турбины — $1,5^{+0,1}$ л/мин;
- для задней опоры свободной турбины — $1,2^{+0,1}$ л/мин;
- для деталей центрального привода — $1,5^{+0,3}$ л/мин;
- для деталей главного привода — $1,4^{+0,3}$ л/мин;

—для коробки приводов — $3^{+0,2}$ л/мин.

Для обеспечения нормальной работы маслосистемы в полете и на больших высотах нагнетающий насос верхнего масляного агрегата при работе на земле имеет избыточную производительность ($V_{\text{нагн}} = 32$ л/мин), которая значительно превышает полную потребную прокачку масла через двигатель. [$V_{\text{нагн}} = (1,9—2,1)V_{\text{дв.}}$].

На рабочем потолке вертолета Ми-8 нагнетающий насос верхнего масляного агрегата обеспечивает подачу масла в двигатель при давлении масла в системе не ниже 3 кгс/см^2 и в количестве, несколько превышающем величину полной прокачки. При этом пять откачивающих ступеней нижнего масляного агрегата и откачивающий насос верхнего масляного агрегата обеспечивают полную откачку масла из опор и коробки приводов.

Кроме прокачки маслосистема двигателя характеризуется также расходом масла.

Расход масла — безвозвратные потери в процессе работы двигателя, которые складываются из утечек масла через уплотнения опор ротора, выброса масла в атмосферу, выгорания и разложения масла.

При работе двигателя масло непрерывно циркулирует в маслосистеме по замкнутому контуру: бак—двигатель—радиатор—бак.

Для обеспечения работы маслосистемы во внутренних объемах двигателя ТВ2-117 образованы замкнутые изолированные полости, внутрь которых через форсунки подается масло. Эти полости называются масляными. Масляные полости созданы для смазки подшипников опор ротора двигателя, коробки привода агрегатов и приводов. К масляным полостям, как правило, подходят трубопроводы: подачи масла, откачки масла, суфлирования масляной полости, суфлирования (или наддува) предмасляной полости (см. пособие «Компрессор двигателя ТВ2-117»).

Совместно с маслосистемой двигателя работает система суфлирования. Она предназначена для поддержания в масляных полостях двигателя атмосферного давления, обеспечения работы масляных уплотнений и воздушно-масляных лабиринтов и для устранения возможности перетекания масла через уплотнения в проточную часть двигателя. В воздушной полости маслобака также поддерживается атмосферное давление.

Основные данные маслосистемы двигателя ТВ2-117

Сорт масла	синтетическое Б-ЗВ с кинематической вязкостью при 100°C не ниже 5 сст
Емкость маслосистемы, л	16
Количество масла, заливаемого при заправке маслосистемы, л:	
в маслобак	10
в картер двигателя	1,5
в маслорадиатор	2,2
в трубопроводы	2,3
Давление масла в системе, кгс/см^2 :	
на рабочих режимах	$3,5 \pm 0,5$
на малом газе, не менее	2
Температура масла на выходе из двигателя, $^\circ\text{C}$:	
минимальная для выхода на режимы выше малого газа	30
минимальная для длительной работы на рабочих режимах	70
рекомендуемая	90—100
максимальная	125
Полная прокачка масла через двигатель на номинальном режиме при температуре масла на входе в двигатель $75 \pm 5^\circ\text{C}$, л/мин	17 ± 2
Расход масла не более, л/ч	0,5

6.2. МАСЛОСИСТЕМА ДВИГАТЕЛЯ

Маслосистема двигателя включает в себя верхний масляный агрегат, нижний масляный агрегат, магистральные трубопроводы, воздушно-масляный радиатор, масляный бак и расширительный бачок. *

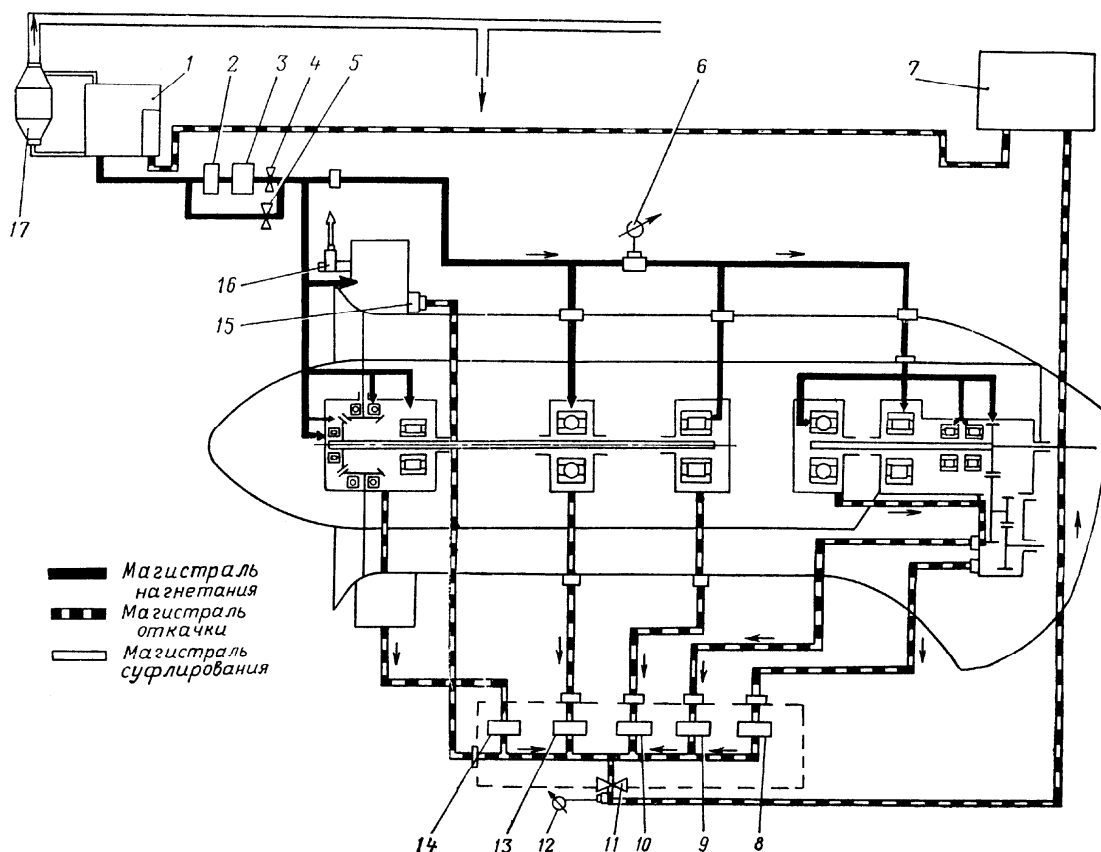


Рис. 6.1. Схема масляной системы двигателя:

1 — масляный бак; 2 — масляный насос нагнетающий; 3 — масляный фильтр; 4 и 11 — запорные клапаны; 5 — редукционный клапан; 6 — манометр; 7 — радиатор; 8, 9, 10, 13, 14 и 15 — масляные насосы откачивающие; 12 — термометр; 16 — центробежный суфлер; 17 — расширительный бачок

Маслосистема обеспечивает постоянную подачу масла к подшипникам и к трущимся поверхностям деталей при работе двигателя для уменьшения трения и для отвода тепла. Для смазки применяется синтетическое масло Б-3В, которое обладает хорошими смазывающими свойствами, высокой термохимической стабильностью, позволяющей работать при температурах масла выше 200° С, и обеспечивает запуск двигателя без подогрева масла при температуре окружающей среды до —40° С.

При работе двигателя масло из масляного бака 1 (рис. 6.1) вертолета по внешнему трубопроводу подводится к штуцеру в передней части корпуса коробки приводов. От штуцера по сверлению внутри корпуса коробки приводов масло подводится в заднюю часть коробки к фланцу крепления верхнего масляного агрегата и поступает на вход в нагнетающий масляный насос 2. Нагнетаемое масляным насосом 2 масло проходит масляный фильтр 3, запорный клапан 4 по наружным трубопроводам, каналам в корпусах опор роторов двигателя и форсункам поступает к точкам смазки.

В нагнетающей магистрали системы смазки требуемое давление масла поддерживается редукционным клапаном 5. Давление измеряется манометром 6 в трубопроводе подачи масла к корпусам опор роторов двигателя.

Масло от точек смазки откачивается нижним масляным агрегатом, который включает в себя пять откачивающих насосов 8, 9, 10, 13 и 14. Из полости коробки приводов масло откачивается шестым откачивающим насосом 15, расположенным в верхнем масляном агрегате.

*Воздушно-масляный радиатор, масляный бак и расширительный бачок входят в состав внешней маслосистемы.

Из откачивающих насосов масло через запорный клапан 11 направляется в радиатор 7 и из него возвращается в масляный бак 1. Для предотвращения перетекания масла из бака в двигатель на стоянке в схеме предусмотрены два запорных клапана 4 и 11 в нагнетающей и откачивающей магистралях. Температура выходящего из двигателя масла измеряется термометром 12 в магистрали отвода масла из нижнего масляного агрегата в радиатор.

В систему суфлирования двигателя входят центробежный суфлер 16, расположенный в коробке приводов, и расширительный бачок 17, установленный на вертолете.

6.2.1. ВЕРХНИЙ МАСЛЯНЫЙ АГРЕГАТ

Верхний масляный агрегат (рис. 6.2) расположен задней стенке корпуса коробки приводов с правой стороны и включает в себя блок масляных насосов 8, сетчатый фильтр 7, запорный клапан 6, редуциционный клапан 19 и узел крышки фильтра. Все эти элементы заключены в общий магниевый корпус 4, имеющий два наружных штуцера: штуцер 1 для выхода масла, откачиваемого из коробки приводов, и штуцер 2 для отвода масла, нагнетаемого к точкам смазки двигателя.

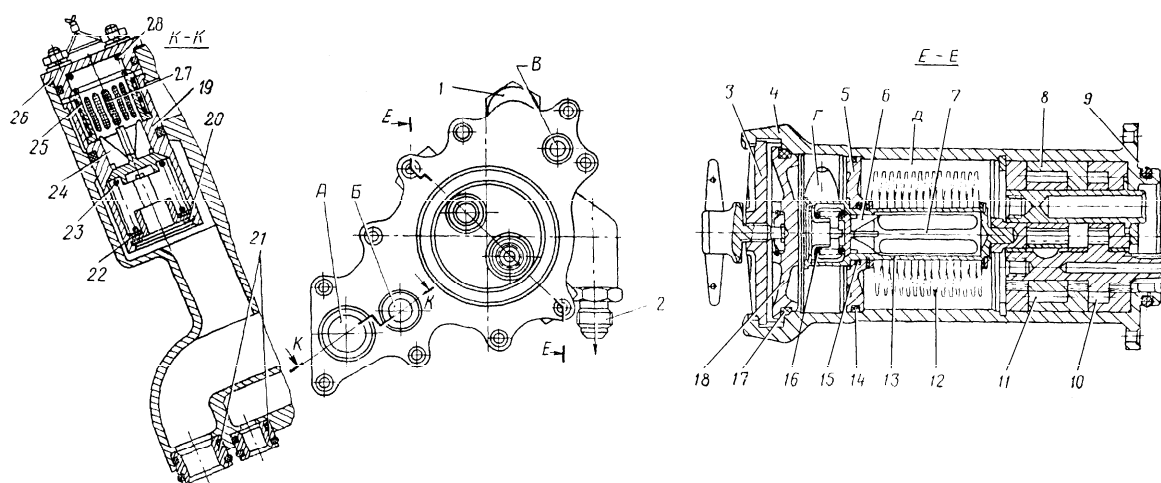


Рис. 6.2. Верхний масляный агрегат:

1 — штуцер отвода масла, откачиваемого из коробки приводов; 2 — штуцер подачи масла к масляным полостям двигателя; 3 — траверса; 4 — корпус фильтра; 5 — диск разделительный; 6 и 24 — клапаны; 7 — фильтр; 8 — блок масляных насосов; 9, 14, 15 и 17 — кольца уплотнительные; 10 — насос откачивающий; 11 — насос нагнетающий; 12 — фильтроэлементы; 13 — каркас; 16 и 23 — пружины; 18 и 26 — крышки; 19 — клапан редуциционный; 20 — кольцо стопорное; 21 — трубки переходные; 22 — кольцо регулировочное; 25 — корпус клапана; 27 — фильтр; 28 — пружина

Канал А для подачи масла в нагнетающий насос и канал Б для подачи масла в откачивающий насос соединены через переходные трубки 21 с соответствующими каналами в корпусе коробки приводов.

Блок 8 масляных насосов состоит из двух насосов — нагнетающего 11 и откачивающего 10; оба насоса заключены в корпуса из магниевого сплава. Подшипниками ведущего валика насосов служат бронзовые втулки, запрессованные в корпус.

Масляный фильтр 7 состоит из 15 сетчатых дисковых фильтроэлементов 12, собранных на стальном каркасе 13, разделительного диска 5, запорного клапана 6 с пружиной 16, установленных в верхней части каркаса в зоне фильтрованного масла, и крышки 18 с траверсой 3. Крышка фильтра, разделительный диск и посадочный пояс корпуса фильтра снабжены уплотнительными резиновыми кольцами 17, 15, 14 и 9.

Нагнетаемое насосом масло подводится в полость Д корпуса агрегата, проходит внутри фильтроэлементов и каркаса, отжимает запорный клапан и поступает в полость Г, откуда направляется к масляным полостям двигателя.

По каналу В масло направляется в коробку приводов и к первой опоре роторов двигателя, затем через штуцер 2 по наружной трубке — к остальным опорам роторов двигателя.

Редукционный клапан 19 нагнетающего насоса состоит из стального корпуса 25 с цементированным седлом, тарельчатого клапана 24, имеющего четыре направляющих пера, пружины 23, регулировочных колец 22, стопорного кольца 20, сетчатого фильтра 27 и пружины 28. Редукционный клапан регулируют изменением поджатая пружины при помощи регулировочных колец 22. Редукционный клапан установлен в корпусе масляного агрегата и закрыт крышкой 26, которую пломбируют после регулировки клапана.

Внешний вид верхнего маслоагрегата и компоновка его основных узлов показаны на рисунке 6.3.

Схема работы верхнего маслоагрегата показана на рисунке 6.4.

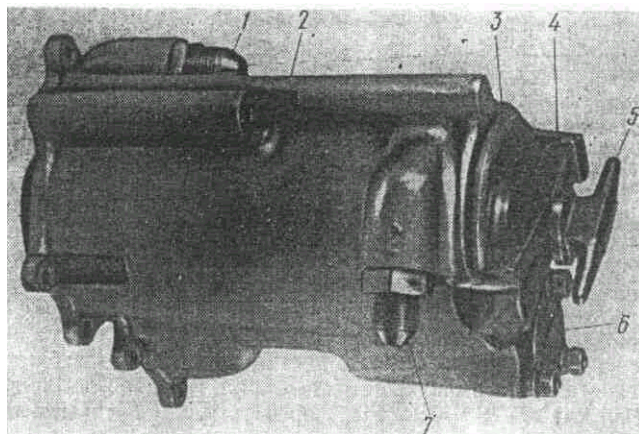


Рис. 6.3. Верхний масляный агрегат:

1— штуцер отвода масла, откачиваемого из коробки приводов; 2— корпус; 3— крышка фильтра; 4— траверса; 5—вороток; 6— крышка редукционного клапана; 7— штуцер подачи масла к масляным полостям двигателя

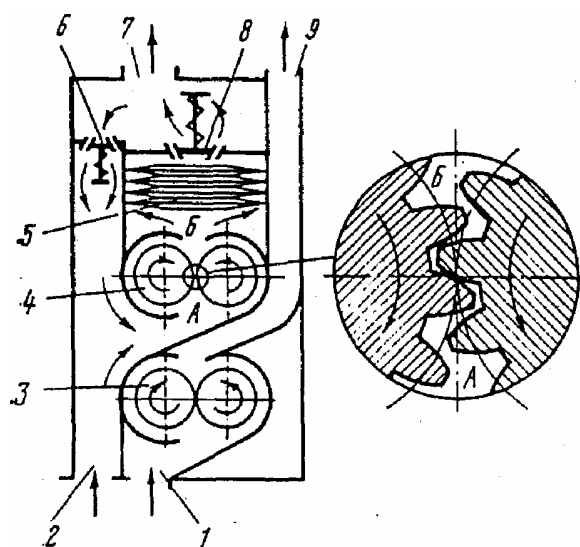


Рис. 6.4. Схема работы верхнего масляного агрегата:

1— канал подвода масла в откачивающий насос; 2— канал подвода масла в нагнетающий насос; 3— откачивающий насос; 4— нагнетающий насос; 5 — сетчатый фильтр; 6— редукционный клапан; 7— штуцер подачи масла в нагнетающую магистраль; 8— запорный клапан; 9— канал откачивающей магистрали;
А — полость всасывания; Б — полость нагнетания

6.2.2. НИЖНИЙ МАСЛЯНЫЙ АГРЕГАТ

Нижний масляный агрегат (рис. 6.5) расположен в нижней части двигателя и закреплен на шпильках к корпусу первой опоры ротора двигателя. Назначение агрегата — откачивать отработанное (нагретое) масло от пяти точек двигателя, от всех пяти опор роторов двигателя и возвращать его по масляной магистрали через воздушно-масляный радиатор в масляный бак вертолета. Нижний масляный агрегат включает в себя пять откачивающих насосов, расположенных в два ряда: три насоса в верхнем ряду и два насоса в нижнем. На схеме масляной системы (см. рис. 6.1) насосы для наглядности расположены отдельно и в один ряд.

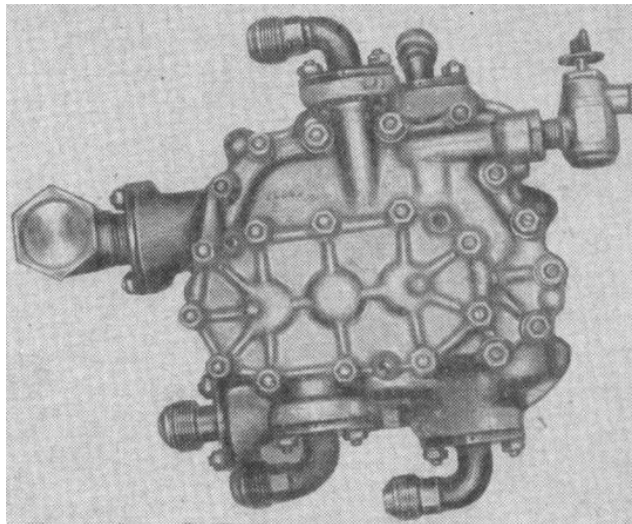


Рис. 6.5. Нижний масляный агрегат (вид снизу)

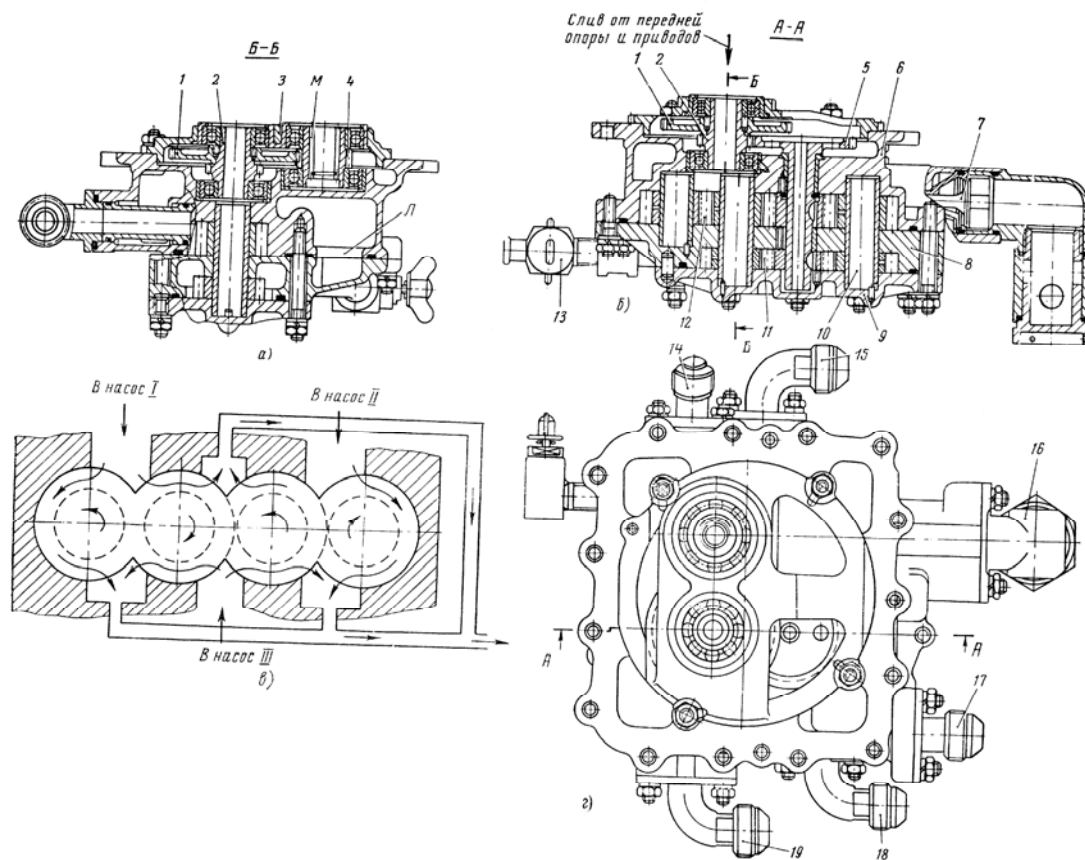


Рис. 6.6. Нижний масляный агрегат:

а и б — разрезы; в — схема циркуляции масла; г — вид сверху;

1 и 4 — зубчатые колеса I ступени редуктора; 2 и 5 — зубчатые колеса II ступени редуктора; 3 — редуктор; 6 — корпус насоса верхний; 7 — клапан запорный; 8 — корпус насоса нижний; 9 — крышка; 10 — ось зубчатых колес; 11 — нижний ряд насосов; 12 — верхний ряд насосов; 13 — кран сливной; 14, 15, 17, 18 и 19 — штуцеры подвода масла в агрегат; 16 — штуцер отвода масла из агрегата

Нижний масляный агрегат состоит из следующих узлов (рис. 6.6): двух магниевых корпусов — верхнего 6 и нижнего 8, крышки 9, двух рядов шестеренчатых насосов — верхнего 12 и нижнего 11, трех бронзовых осей 10, на которых вращаются зубчатые колеса насосов, двухступенчатого редуктора 3, понижающего число оборотов привода насосов, запорного клапана 7, сливного крана 13, пяти приемных штуцеров 14, 15, 17, 18, 19 и выходного штуцера 16,

Верхний корпус, нижний корпус и крышка соединены между собой шпильками.

В агрегате верхний ряд насосов состоит из четырех зубчатых колес (для трех насосов), а нижний ряд насосов — из трех зубчатых колес (для двух насосов). Каждое зубчатое колесо, кроме двух крайних, является рабочим элементом одновременно для двух насосов. Зубчатые колеса насосов верхнего и нижнего рядов по конструкции одинаковы, но колеса насосов верхнего ряда имеют большую высоту. Следовательно, насосы верхнего ряда имеют большую производительность, чем насосы нижнего ряда.

Принцип работы одного ряда насосов показан на схеме (см. рис. 6.6, в). Зубчатые колеса нижнего масляного агрегата приводятся во вращение от центрального привода двигателя через нижнюю вертикальную рессору и понижающий редуктор.

Редуктор агрегата — двухступенчатый, I ступень редуктора составляют зубчатые колеса 1 и 4, II ступень — зубчатые колеса 2 и 5. Запорный клапан 7 агрегата смонтирован в приливе верхнего корпуса под штуцером 16 отвода масла в радиатор.

В нижнем корпусе агрегата установлены два штуцера — 15 и 18 для трубопроводов магистрали откачки масла. Через штуцер 15 откачивается масло от третьей, а через штуцер 18 — от пятой опор роторов двигателя.

В верхнем корпусе агрегата установлены четыре штуцера, из которых три штуцера 14, 17 и 19 служат для трубопроводов магистрали откачки масла, а штуцер 16 — для трубопровода отвода масла из агрегата в радиатор. Через штуцер 14 откачивается масло из коробки приводов, через штуцер 17 — от второй, а через штуцер 19 — от четвертой опор роторов двигателя. От первой опоры роторов двигателя масло сливается в полость корпусов нижнего масляного агрегата.

Выходной штуцер 16, установленный на верхнем корпусе, соединен с полостью Л, объединяющей выходные стороны обоих рядов насосов. В нижней части этой полости установлен сливной кран 13. Для обеспечения герметичности полостей агрегата в соединения корпусов и крышки, а также в соединения всех штуцеров с корпусами установлены уплотнительные резиновые кольца.

6.2.3. СИСТЕМА СУФЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Система суфлирования двигателя предназначена для сообщения масляных полостей двигателя с атмосферой, обеспечения работы масляных уплотнений и воздушно-масляных лабиринтов и для устранения возможности перетекания масла через уплотнения в проточную часть двигателя при повышении давления в масляных полостях опор роторов двигателя. Система суфлирования (рис. 6.7) состоит из системы суфлирующих каналов, трубопроводов и центробежного суфлера.

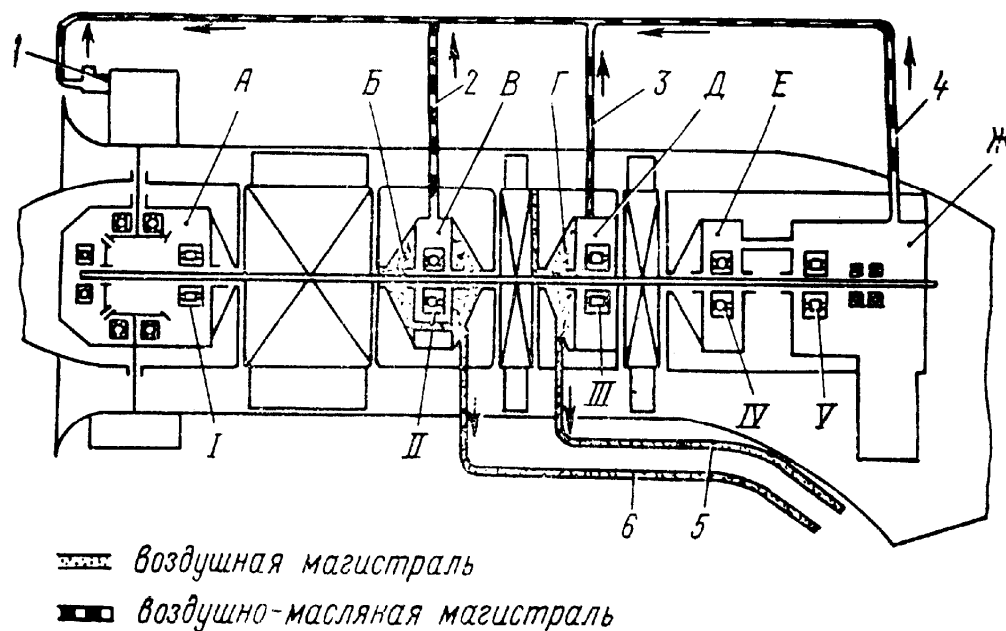


Рис. 6.7. Схема системы суфлирования полостей опор роторов двигателя:

I — V — опоры двигателя; 1 — центробежный суфлер; 2 — трубка суфлирования масляной полости II опоры; 3 — трубка суфлирования масляной полости III опоры; 4 — трубка суфлирования полости V опоры; 5 — трубка суфлирования предмасляной полости III опоры; 6 — трубка суфлирования предмасляной полости II опоры

Суфлирование полостей опор роторов двигателя осуществляется двумя способами: суфлированием предмасляных полостей непосредственно в атмосферу и суфлированием масляных полостей через центробежный суфлер коробки приводов.

Предмасляные полости задней опоры ротора компрессора (полость Б) и задней опоры ротора турбины компрессора (полость Г), в которые может прорываться воздух под повышенным давлением из проточной части двигателя, суфлируются непосредственно в атмосферу через каналы в корпусах и наружные трубки 6 и 5. Концы трубок выведены к срезу выхлопного сопла.

Масляные полости задней опоры ротора компрессора (полость В), задней опоры ротора турбины компрессора (полость Д) и опоры ротора свободной турбины (полости Е и Ж) через каналы в корпусах и наружные трубки 2, 3 и 4 суфлируются через приводной центробежный суфлер 1, расположенный в коробке приводов.

Воздух, отделенный в суфлере от масла, выводится за борт вертолета. Суфлирование коробки приводов также осуществляется через центробежный суфлер. Конструкция и работа суфлера изложены в пособии «Передачи и приводы двигателя ТВ2-117».

Полость передней опоры ротора компрессора (полость А) не суфлируется.

Суфлирование масляного бака осуществлено независимо от системы суфлирования двигателя. Масляный бак суфлируется через расширительный бачок 17 (см. рис. 6.1), в котором масло отделяется от воздуха, путем конденсации. Масляный конденсат собирается в нижней части расширительного бачка, сообщающегося с маслобаком.

Схема объединенных масляной и суфлирующей систем двигателя приведена на рис. 6.8.

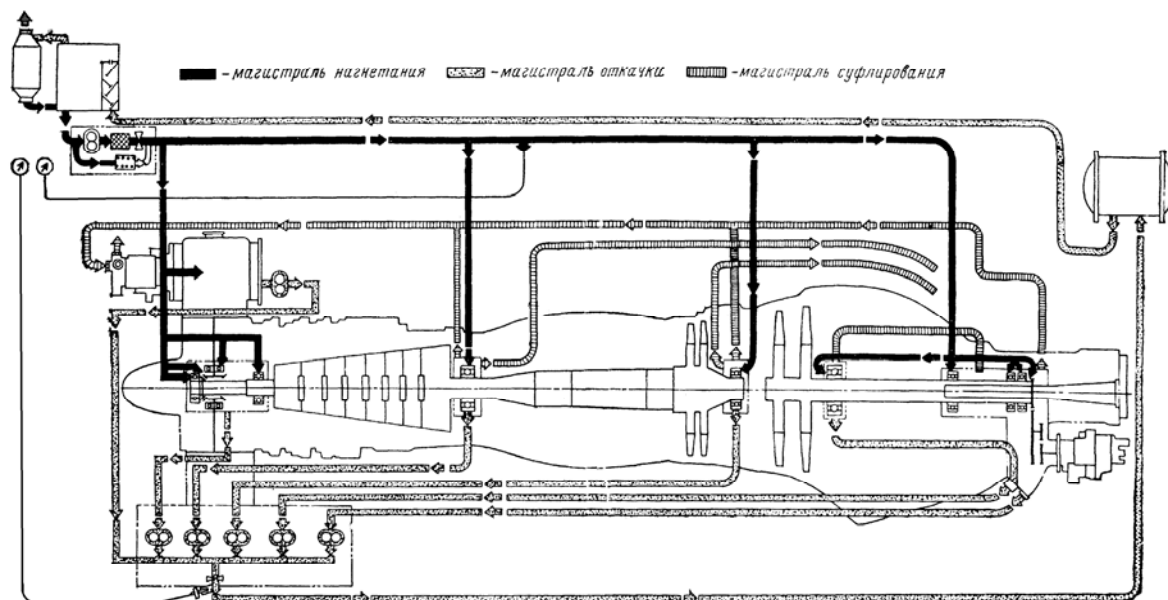


Рис. 6.8. Объединенная схема масляной и суфлирующей систем двигателя

7. ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

Топливная система предназначена для питания двигателя топливом, регулирования режимов работы двигателя (путем изменения подачи топлива в камеру сгорания), а также обеспечения работы отдельных агрегатов управления двигателем.

Условно топливную систему двигателя по назначению и величине давления можно разделить на четыре системы:

- систему низкого давления;
- систему высокого давления;
- пусковую топливную систему;
- систему дренажа.

7.1.1. СИСТЕМА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Система низкого давления состоит из расходного бака левого и правого подвесных баков, подкачивающих и перекачивающих топливных насосов, пожарных кранов блоков фильтров, системы трубопроводов, обратных клапанов, сигнализаторов давления, перекрывных кранов.

Для увеличения продолжительности и дальности полета в фюзеляже вертолета может быть установлен дополнительный топливный бак.

Система низкого давления предназначена для размещения необходимого запаса топлива на борту вертолета, очистки и подачи его под давлением к насосам-регуляторам НР-40ВР. Все агрегаты этой системы входят в состав топливной системы вертолета и были рассмотрены в пособии «Силовая установка вертолета Ми-8».

7.1.2. СИСТЕМА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Система высокого давления осуществляет регулирование режимов работы двигателя путем изменения подачи топлива в камеру сгорания.

Система высокого давления (рис. 7.1) включает в себя: насос-регулятор НР-40ВА (НР-40ВГ), регулятор числа оборотов РО-40ВА (РО-ВР) частоты вращения ротора свободной турбины, синхронизатор мощности двигателей СО-40, исполнительный механизм ИМ-40 ограничителя температуры газа перед турбиной компрессора, клапан постоянного давления топлива, рабочие топливные форсунки.

7.1.3. ПУСКОВАЯ ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

Пусковая топливная система обеспечивает подачу в двигатель пускового топлива. Она состоит из блока электромагнитных клапанов 5 с клапаном постоянного давления 6 и двух пусковых форсунок, установленных на воспламенителях 7.

7.1.4. СИСТЕМА ДРЕНАЖА

Система дренажа обеспечивает слив топлива и масла: из уплотнений агрегатов топливной и гидравлической систем; из полости камеры сгорания и корпуса опор свободной турбины двигателя; из коллекторов рабочих форсунок при выключении двигателя.

Основными агрегатами этой системы являются блок дренажных клапанов 19 и дренажный бачок.

В данном пособии будет рассмотрена работа топливных систем высокого давления, пусковой системы и системы дренажа.

Применяемые на вертолетах Ми-8 двигатели могут иметь различные модификации агрегатов. На большинстве двигателей ТВ2-117 установлен агрегат РО-40ВА, являющийся основным агрегатом системы защиты турбины винта от раскрутки (сокращенно СЗТВ). Подробно работа системы защиты

винта от раскрутки будет рассмотрена в п.7.4 настоящего пособия.

Схема топливных коммуникаций этих систем для двигателя, не оборудованного СЗТВ, приведена на рис.7.2.

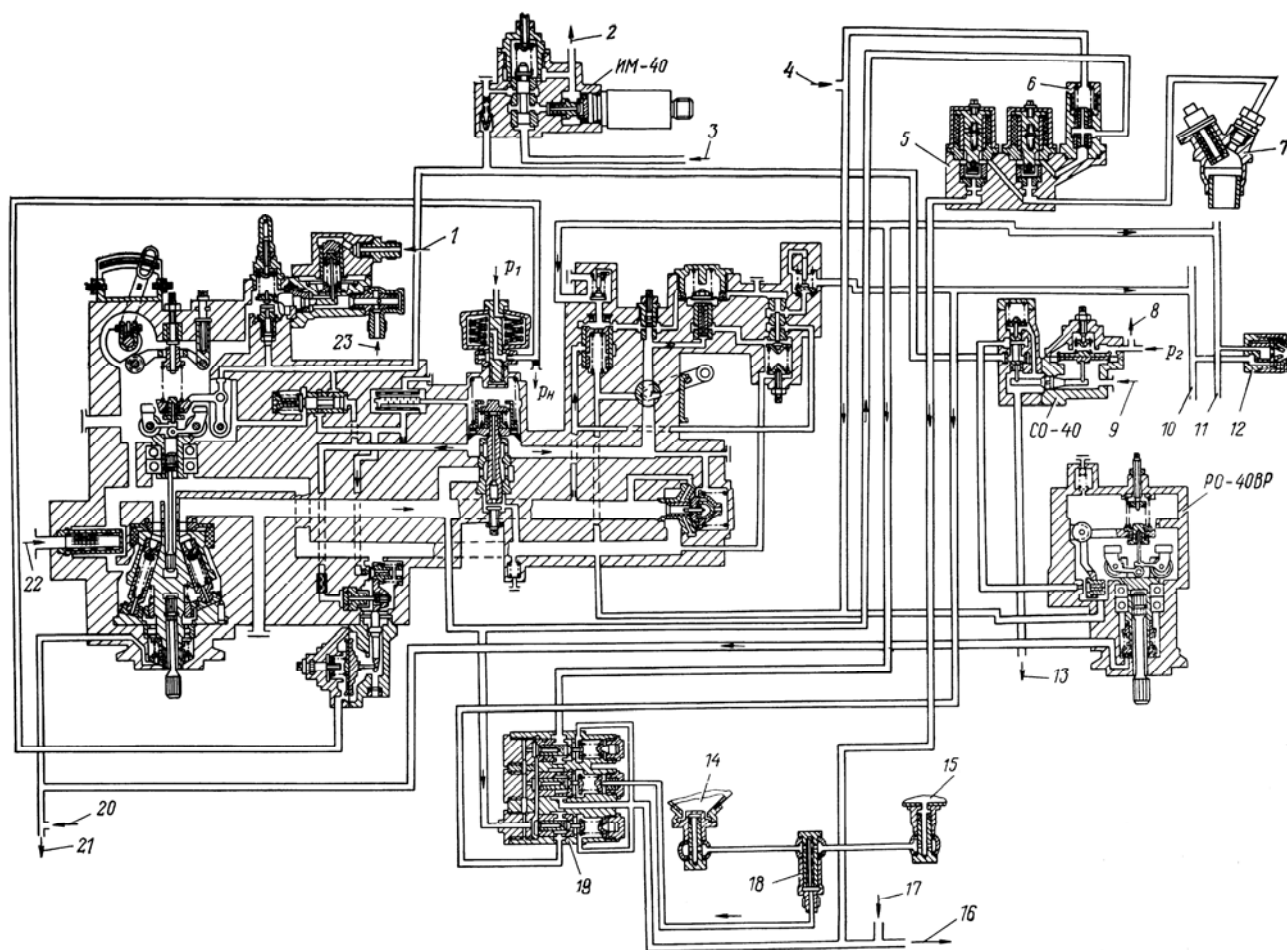


Рис. 7.1. Схема топливной системы двигателя не оборудованного СЗТВ:

- 1 — подвод топлива ($p_{ком}$) из КА-40; 2 — слив в магистраль гидросистемы; 3 — подвод давления от агрегата КА-40; 4 — слив из гидросистемы; 5 — блок электромагнитных клапанов; 6 — клапан постоянного давления (КПД); 7 — пусковой воспламенитель со свечой и пусковой форсункой; 8 — отвод воздуха (p_2) к спаренному двигателю; 9 — подвод воздуха (p_2) от спаренного двигателя; 10 — топливный коллектор (второй контур); 11 — топливный коллектор (первый контур); 12 — рабочая форсунка; 13 — слив топлива в магистраль гидросистемы; 14 — камера сгорания; 15 — корпус турбины; 16 — дренаж; 17 — дренаж из четвертой опоры роторов двигателя и выхлопного патрубка; 18 — фильтр дренажный; 19 — блок дренажных клапанов; 20 — дренаж из агрегатов КА-40 и ПН-40; 21 — дренаж; 22 — подвод топлива к агрегату НР-40ВГ; 23 — подвод $p_{слива}$ из КА-40

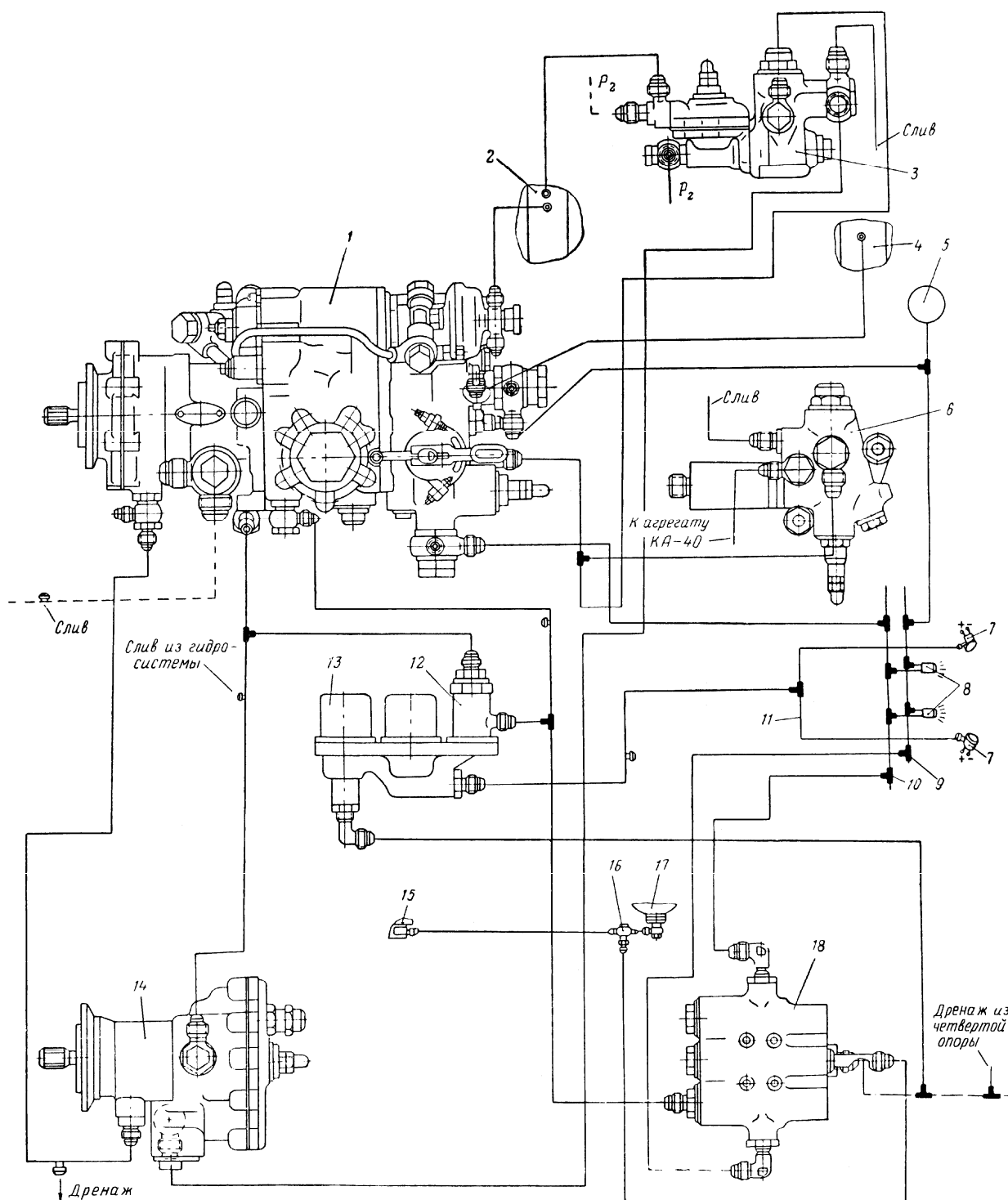


Рис. 7.2. Схема топливных коммуникаций двигателя, не оборудованного СЗТВ:

1 — насос-регулятор НР-40ВГ; 2 — диффузор камеры сгорания; 3 — синхронизатор мощности СО-40; 4 — датчик ИД-100 манометра топлива; 5 — исполнительный механизм ИМ-40; 6 — пусковые воспламенители; 7 — рабочие топливные форсунки; 8 — топливный коллектор рабочих форсунок (первый контур); 9 — топливный коллектор рабочих форсунок (второй контур); 10 — топливный коллектор пусковых воспламенителей; 11 — клапан постоянного давления (КПД); 12 — блок электромагнитных клапанов; 13 — регулятор частоты вращения РО-40ВР ротора свободной турбины; 14 — сопловой аппарат II ступени турбины компрессора; 15 — фильтр дренажный; 16 — камера сгорания; 17 — блок дренажных клапанов

7.2. АГРЕГАТЫ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

7.2.1 НАСОС-РЕГУЛЯТОР НР-40ВА (НР-40ВГ)

Насос-регулятор НР-40ВР (НР-40ВГ) (рис. 7.3, 7.4, 7.5) установлен на коробке приводов, привод имеет вращение от ротора компрессора и обеспечивает: подачу топлива к форсункам двигателя, поддержание заданной частоты вращения ротора компрессора, подачу топлива в зависимости от заданного режима работы (при запуске и разгоне двигателя от режима минимальных чисел оборотов до максимального режима), ограничение приведенных чисел оборотов ротора компрессора, ограничение максимального расхода топлива, ограничение максимальной температуры газа, распределение топлива по двум контурам рабочих форсунок, остановку двигателя стоп-краном.

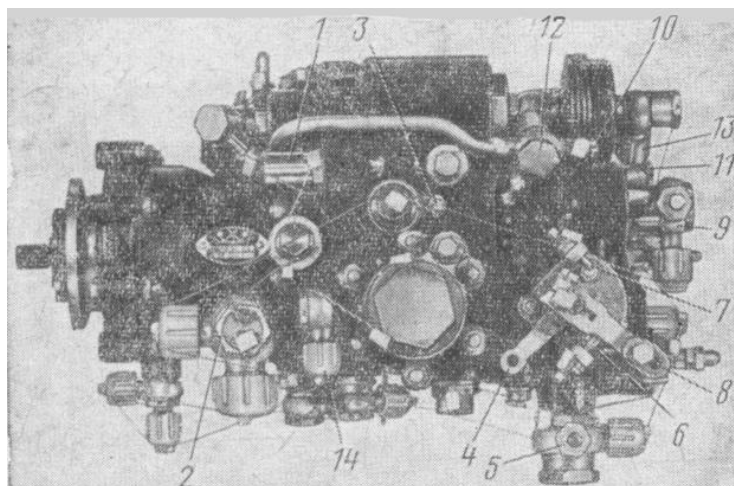


Рис. 7.3. Насос-регулятор НР-40ВА (вид слева):

1 — корпус дроссельного пакета; 2 — штуцер (с фильтром) подвода топлива; 3 — жиклер регулировки открытия запорного клапана по числам оборотов; 4 — рычаг стоп-крана; 5 — штуцер (обозначен № 22) замера давления в коллекторе второго контура топливных форсунок; 6 — упор максимальных чисел оборотов; 7 — упор минимальных чисел оборотов; 8 — рычаг управления; 9 — штуцер (обозначен № 211) замера давления в коллекторе первого контура топливных форсунок; 10 — выходной жиклер АЗ для стравливания воздуха; 11 — штуцер подвода топлива ($p_{слива}$) от КА-40 к ограничителю приведенных чисел оборотов $n_{т.к.}$; 12 — входной жиклер АЗ; 13 — штуцер подвода воздуха к воздушному фильтру; 14 — штуцер отвода топлива из пружинной полости КПП к РО-40ВА

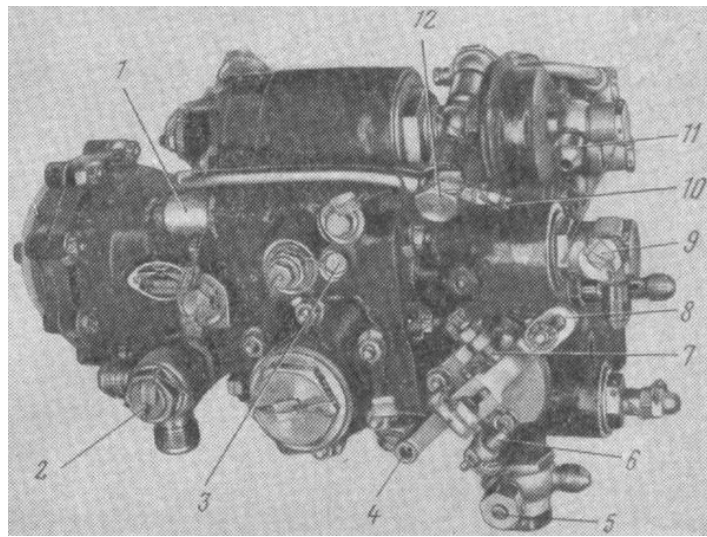


Рис. 7.4. Насос-регулятор НР-40ВГ (внешний вид):

1 — корпус дроссельного пакета; 2 — штуцер (с фильтром) подвода топлива; 3 — жиклер регулировки открытия запорного клапана по оборотам; 4 — рычаг стоп-крана; 5 — штуцер (№ 22) замера давления в коллекторе второго контура топливных форсунок; 6 — упор максимальных чисел оборотов; 7 — упор минимальных чисел оборотов; 8 — рычаг управления; 9 — штуцер (№ 21) замера давления в коллекторе первого контура топливных форсунок; 10 — выходной жиклер АЗ для стравливания воздуха; 11 — штуцер подвода $p_{слива}$ от КА-40 к ограничителю приведенных чисел оборотов $n_{т.к.}$; 12 — входной жиклер АЗ (расположен в штуцере); 13 — штуцер подвода воздуха к воздушному фильтру

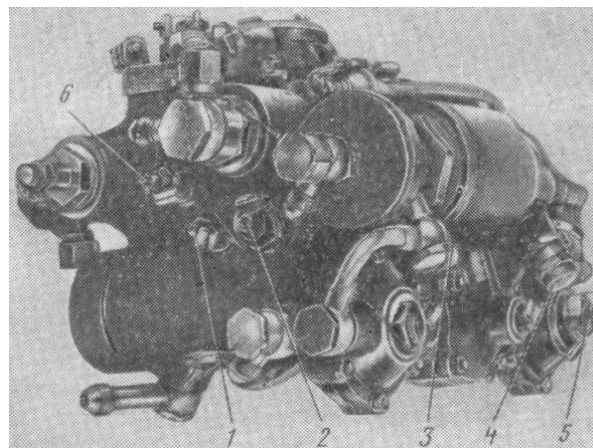


Рис. 7.5. Насос-регулятор НР-40ВА (внешний вид):

1 — винт регулировки минимальных чисел оборотов; 2 — винт регулировки максимальных чисел оборотов; 3 — винт регулировки ограничителя приведенных чисел оборотов $n_{т.к.}$; 4 — колпачок клапана стравливания воздуха; 5 — винт регулировки автомата запуска; 6 — винт регулировки максимального расхода топлива; 7 — штуцер подвода топлива ($p_{ком}$) от КА-40 к ограничителю приведенных чисел оборотов $n_{т.к.}$

Основными элементами насоса-регулятора НР-40ВР (НР-40ВГ) (рис. 7.6) являются: плунжерный насос высокого давления с ротором 4 и рессорой 1 привода (на входе в насос установлен топливный фильтр 5); дозирующая игла 37 с поршнем 38; клапан постоянного перепада 66 с мембранным усилителем 64; тахиметрический датчик 8 всережимного регулятора числа оборотов с маятником 10 и рычагом 15 управления; золотник 21 клапана минимального давления; автомат запуска (клапан 70, рычаг 72, мембрана 74); ограничитель приведенных оборотов $n_{т.к.}$ (рычаг 27, клапан 25, поршень 28, игла 32, пружины 24 и 29, винт 23); клапан 68 стравливания воздуха; ограничитель максимального расхода (винт 47, клапан 49 с мембранным усилителем 51); запорный клапан (поршень 43, пружина 42, резиновое седло 44); подпорный клапан 46; распределительный клапан (золотник 56, втулка 55, пружина 57); запорно-подпорный клапан 52; стоп-кран 60 с рычагом 59.

Основным условием надежной работы агрегатов топливной системы является хорошая фильтрация

топлива. Топливные баки должны заправляться через фильтр с чистотой фильтрации 12—16 мкм. Входной фильтр 5 агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) представляет собой грубый сетчатый фильтр и служит для защиты качающего узла от попадания случайных частиц.

Топливо подается подкачивающими насосами ЭЦН-40 из расходного топливного бака вертолета к агрегату НР-40ВА (НР-40ВГ) и, пройдя топливный фильтр 5, попадает на вход к ротору 4 плунжерного насоса. В процессе работы насос повышает давление топлива и подает его к дозирующей игле 37 и параллельно к клапану перепада 66, перепускающему излишек топлива на слив.

Топливо, пройдя дозирующее сечение иглы 37, кран 60 и ограничитель максимального расхода, по двум параллельным каналам поступает к коллекторам форсунок, к первому и второму. На пути к первому контуру топливо проходит поршень 43 запорного клапана и подпорный клапан 46, расположенные последовательно. На пути ко второму контуру топливо проходит золотник 56 распределительного клапана и запорный клапан 52.

Дозирующей иглой управляют: автомат запуска, регулятор оборотов, клапан минимального давления, ограничитель приведенных оборотов $n_{т.к}$ исполнительный механизм ограничителя температуры газа, регулятор частоты вращения ротора свободной турбины и синхронизатор мощности.

Примечание. На двигателях, не оборудованных системой защиты турбины винта от раскрутки, установлен насос-регулятор НР-40ВГ, который конструктивно отличается от НР-40ВА отсутствием штуцера 14 (см. рис. 7.3) для отвода топлива из пружинной полости клапана постоянного перепада к регулятору числа оборотов РО-40ВА.

Ниже приводится краткое описание принципа работы основных элементов насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ) (см. рис. 7.6).

7.2.1.1. НАСОС ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Насос высокого давления* состоит из ротора 4 наклонной шайбы 2, закрепленной неподвижно, семи плунжеров 3 и распределительного золотника 6. Ротор насоса приводится во вращение рессорой 1 от коробки приводов двигателя.

Принцип действия насоса основан на том, что при вращении ротора благодаря наклонному расположению шайбы 2 плунжеры совершают возвратно-поступательные движения в своих гнездах, расположенных в роторе. При этом каждый плунжер засасывает в течение примерно полуоборота ротора топливо через всасывающее окно золотника 6 и выталкивает его в течение второго полуоборота через нагнетающее окно на линию высокого давления.

* Подробно конструкция и работа насоса высокого давления рассмотрены в п. 7.5.1.

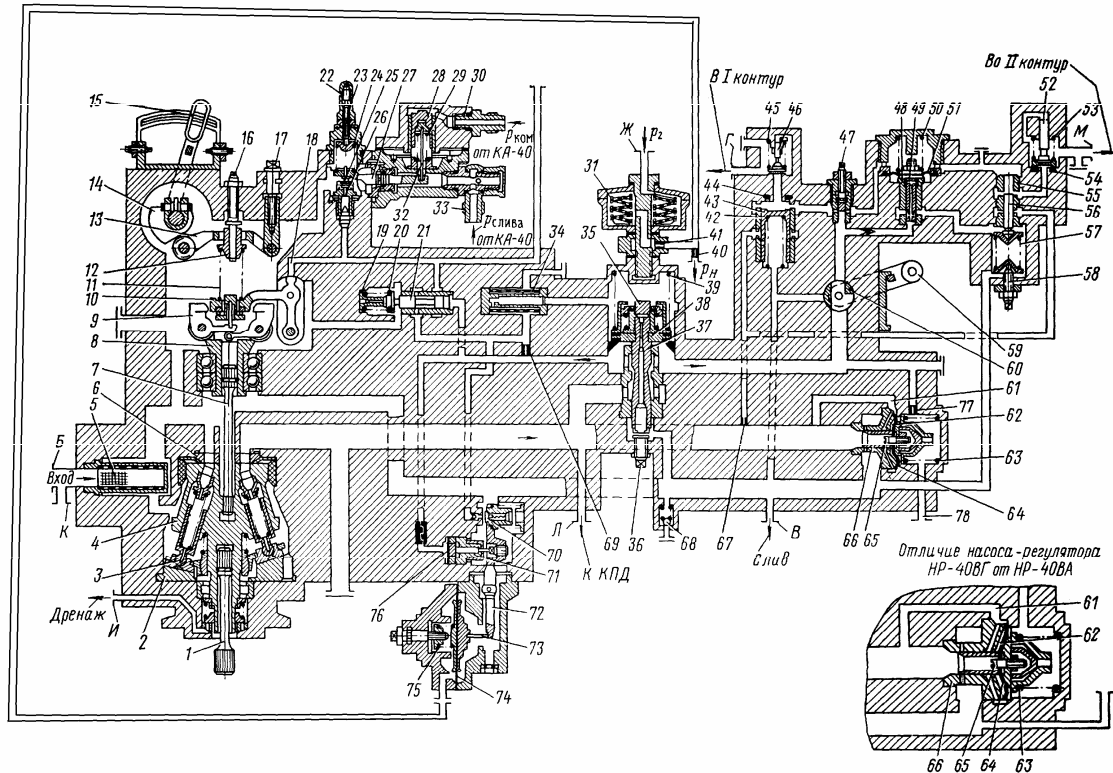


Рис. 7.6. Насос-регулятор НР-40ВА (конструктивная схема):

1 — рессора качающего узла; 2 — наклонная шайба; 3 — плунжер; 4 — ротор; 5 — входной фильтр; 6 — распределительный золотник; 7 — рессора тахометрического датчика; 8 — тахометрический датчик; 9 — грузик; 10 — маятник; 11 — пружина маятника; 12 — опора; 13 — рычаг; 14 — кулачок; 15 — рычаг управления; 16 — винт настройки минимальных чисел оборотов; 17 — винт настройки максимальных чисел оборотов; 18 — выходное окно маятника; 19 — упор клапана минимального давления; 20 — пружина; 21 — золотник; 22 — колпачок; 23 — винт регулировочный; 24 — пружина; 25 — клапан; 26 — жиклер; 27 — рычаг; 28 — поршень; 29 — пружина; 30 — штуцер; 31 — воздушный фильтр; 32 — игла; 33 — штуцер; 34 — дроссельный пакет; 35 — клапан дозирующей иглы; 36 — упор дозирующей иглы; 37 — дозирующая игла; 38 — поршень дозирующей иглы; 39 — пружина; 40 — стравливающий жиклер автомата запуска; 41 — жиклер автомата запуска; 42 — пружина; 43 — поршень запорного клапана; 44 — седло клапана резиновое; 45 — пружина подпорного клапана; 46 — подпорный клапан I контура; 47 — винт ограничителя максимального расхода; 48 — втулка клапана; 49 — клапан максимального расхода; 50 — пружина клапана максимального расхода; 51 — мембранный усилитель; 52 — запорный клапан II контура; 53 — пружина; 54 — седло клапана; 55 — втулка распределительного клапана; 56 — золотник распределительного клапана; 57 — пружина; 58 — винт регулировочный; 59 — рычаг стоп-крана; 60 — стоп-кран; 61 — топливный канал; 62 — полость под мембраной; 63 — пружина клапана постоянного перепада давлений; 64 — мембрана клапана постоянного перепада давлений; 65 — винт; 66 — клапан постоянного перепада; 67 — жиклер запорного клапана I контура; 68 — клапан стравливания воздуха; 69 — жиклер регулятора; 70 — клапан автомата запуска; 71 — сухарь автомата запуска; 72 — рычаг автомата запуска; 73 — игла; 74 — мембрана автомата запуска; 75 — пружина; 76 — мембрана; 77 — жиклер (вновь введенный); 78 — канал отвода топлива из пружинной полости КПП к золотнику агрегата РО-40ВА

7.2.1.2. КЛАПАН ПОСТОЯННОГО ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ (КППД) И ДОЗИРУЮЩАЯ ИГЛА*

КППД поддерживает постоянный перепад давления топлива на дозирующем сечении иглы 37 (см. рис. 7.6). Он состоит из клапана 66 (перемещающегося во втулке), скрепленного с мембраной 64, и пружины 63.

Клапан 66 и полость 62 под мембраной 64 (слева по схеме) соединены с линией высокого давления за качающим узлом (перед дозирующей иглой).

Полость 62 соединяется с линией высокого давления через каналы 61 и далее через прецизионный зазор между клапаном и втулкой — для демпфирования клапана при работе. Полость справа от мембраны сообщена с линией высокого давления за дозирующей иглой 37. Натяжением пружины задана величина перепада давлений топлива.

На заданном режиме количество проходящего через иглу 37 топлива определяется величиной ее дозирующего сечения и перепадом давлений. Упором 36 ограничивается ход иглы в сторону увеличения расхода топлива. Излишки топлива, подаваемого насосом, перепускаются на слив торцом клапана 66 через отверстия во втулке.

**Подробно совместная работа КППД и дозирующей иглы приведена в п. 7.5.2.*

На поршне дозирующей иглы установлен клапан 35, назначение и работа которого рассмотрены при описании принципа работы автомата запуска.

7.2.1.3. РЕГУЛЯТОР ОБОРОТОВ

Регулятор оборотов служит для поддержания заданного числа оборотов ротора компрессора двигателя. Регулятор состоит из тахометрического датчика 8 (см. рис. 7.6) с грузиками 9, маятника 10, пружины 11, поршня 38 с пружиной 39, дроссельного пакета 34 и жиклера 69.

Грузики 9, получая вращение через рессору 7 от ротора 4 насоса, вращаются с числом оборотов, равным оборотам привода агрегата. При вращении грузики развивают центробежную силу, которая уравнивается силой пружины 11, затянутой на заданный режим. При этом маятник 10 своей отсечной кромкой установит соответствующее сечение выходного окна 18.

Режим работы двигателя определяется количеством подаваемого в камеру сгорания топлива. Подача топлива регулируется перемещением иглы 37 путем изменения давления в полости над поршнем 38..

На заданном режиме поршень 38 уравнивается силами от указанных выше давлений и пружины 39 и устанавливает дозирующую иглу в нужном положении. При отклонении числа оборотов в сторону увеличения от заданных увеличивается сила, развиваемая грузиками 9, которая, преодолев противодействие пружины 11, переместит отсечную кромку маятника 10 вправо, увеличив сечение выходного окна 18. Перепуск дозированного топлива на слив увеличится и подача топлива в двигатель уменьшится (статическая цепь).

С другой стороны, увеличение сечения выходного окна вызовет падение давления за жиклером 69 и поршень начнет медленно перемещаться вверх, вытесняя топливо через дроссельный пакет из полости над поршнем и перемещая дозирующую иглу в сторону уменьшения подачи топлива (астати́ческая цепь). Скорость перемещений зависит от пропускной способности дроссельного пакета. Двигатель уменьшит число оборотов, и система придет в равновесие при новом положении дозирующей иглы, восстановив заданное число оборотов.

При отклонении числа оборотов в сторону уменьшения от заданного весь процесс будет протекать аналогично, в обратном порядке, в сторону увеличения подачи топлива. Число оборотов задается натяжением пружины 11 посредством рычага 13 через опору 12. На рычаг 13 воздействует кулачок 14, поворачиваемый рычагом 15 управления. Таким образом, каждому положению рычага управления соответствует определенное натяжение пружины регулятора и, следовательно, определенное число оборотов двигателя.

Винт 16 служит для настройки величины минимального числа оборотов (малый газ). Винт 17 настраивает максимальное число оборотов.

Дозировка подачи топлива при резком перемещении рычага управления из положения меньшего режима в положение большего режима (полная или частичная приемистость) определяется профилем дозирующей иглы 37. Время разгона двигателя регулируется подбором дроссельного пакета 34.

Управлять величиной давления в полости над поршнем кроме регулятора оборотов могут: регулятор частоты вращения ротора свободной турбины РО-40ВА (РО-40ВР), ограничитель приведенного числа

оборотов $n_{т.к}$, исполнительный механизм ограничителя температуры газа и синхронизатор мощности СО-40.

Ограничители включаются в работу только на режимах ограничения, а на остальных режимах в работе не участвуют. Игла 37 связана с поршнем 38. К поршню снизу подводится полное давление дозированного топлива, а сверху — давление, редуцированное входным жиклером 69 и сечением выходного окна 18.

7.2.1.4. КЛАПАН МИНИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА

Для поддержания заданного числа оборотов при подъеме на высоту требуется уменьшить подачу топлива, что в свою очередь ухудшает работу камеры сгорания. Существует предел, ниже которого уменьшать подачу топлива нельзя, так как двигатель заглохнет. Для того чтобы не допустить уменьшения подачи топлива в двигатель ниже определенной величины, служит клапан минимального давления (КМД). Он состоит из золотника 21, перемещающегося во втулке и нагруженного слева пружиной 20 и давлением сливаемого топлива. На торец золотника справа действует давление топлива за дозирующей иглой 37 (это давление определяет величину подачи топлива в двигатель).

На всех режимах от земного малого газа до максимального золотник 21 прижат давлением топлива к упору 19 и сообщает своей проточкой канал за жиклером 69 (перед дроссельным пакетом 34) с маятником регулятора (через окно 18), с ограничителем приведенного числа оборотов $n_{т.к}$ с регулятором РО-40ВА (РО-40ВР), исполнительным механизмом ограничителя температуры газа и синхронизатором мощности.

Если давление топлива за дозирующей иглой начнет падать ниже значения, заданного натяжением пружины 20, то золотник 21, перемещаясь вправо, разобьет своей кромкой канал за жиклером 69 от маятника и ограничителей и прекратит перемещение дозирующей иглы в сторону уменьшения подачи топлива.

7.2.1.5. АВТОМАТ ЗАПУСКА

Автомат запуска (АЗ) * в процессе запуска двигателя подает топливо в камеру сгорания. Количество подаваемого топлива зависит от давления воздуха за компрессором p_2 и давления p_n (окружающей среды). Автомат запуска состоит из клапана 70, сухаря 71 с мембраной 76, пружины 75, мембраны 74, рычага 72 и иглы 73.

Воздух от компрессора проходит через фильтр 31, редуцируется жиклерами 41 и 40 и подается на мембрану 74 (p_2). С другой стороны на мембрану действует давление p_n . Переменными усилиями, действующими на рычаг 72, являются давление топлива на сухарь 71 и давление воздуха на мембрану 74.

**Подробно работа автомата запуска приведена в п.7.5.3.*

Мембрана передает усилие, зависящее от разности давления p_2 — p_n и натяжения пружины 75, на иглу 73. Для равновесия рычага 72 необходимо, чтобы изменению усилия на рычаг от иглы 73 соответствовало бы изменение усилия от давления на сухарь 71.

В процессе запуска давление на сухарь 71 характеризует расход топлива. При нарушении равновесия рычага 72 клапан 70 изменяет свое проходное сечение, изменяя давление в полости перед дроссельным пакетом 34, а значит и над поршнем 38, что приводит к изменению положения дозирующей иглы и, следовательно, к изменению подачи топлива.

На неработающем двигателе дозирующая игла 37 поставлена пружиной 39 на упор 36. Требуемое положение перед запуском двигателя обеспечивается клапаном 35, который сообщает полость над поршнем 38 с каналом слива топлива. При раскрутке двигателя давление за дозирующей иглой начинает расти и быстро перемещает иглу в положение минимальной подачи (вверх до упора).

При контакте с упором клапан 35 закрывается, разобщая полость над поршнем с каналом слива. Давление над поршнем повышается, и клапан 35 как на режиме запуска, так и на всех остальных режимах остается закрытым. После остановки двигателя клапан открывается, подготавливая иглу к новому запуску.

7.2.1.6. ОГРАНИЧИТЕЛЬ ПРИВЕДЕННЫХ ЧИСЕЛ ОБОРОТОВ

Ограничитель приведенных чисел оборотов ($n_{т.к. \text{привед.}}$) ротора компрессора уменьшает подачу топлива в двигатель по гидравлическому сигналу командного давления топлива ($p_{ком}$), поступающего от командного агрегата КА-40.

Ограничитель состоит из клапана 25, поршня 28, двуплечего рычага 27, иглы 32, пружин 24 и 29 и регулировочного винта 23.

Сверху на поршень 28 действует сила от давления топлива $p_{ком}$, подводимого от КА-40 через штуцер 30. Снизу на поршень 28 действуют силы натяжения пружин 24 и 29 и давление топлива $p_{слива}$, подводимого от КА-40 через штуцер 33. Таким образом, на двуплечий рычаг 27 с одной стороны действуют постоянные силы натяжения пружин 24 и 29, с другой стороны переменная сила $\Delta p_{ком} = p_{ком} - p_{слива}$

При работе двигателя на режимах ниже зоны ограничения клапан 25 под действием пружин 24 и 29 перекрывает канал слива топлива из полости за жиклером 69. При достижении ротором чисел оборотов ограничения $n_{т.к. \text{привед.}}$ сила от $\Delta p_{ком} = f(T_H, n_{т.к.})$ преодолест силы натяжения пружин 24 и 29, переместит поршень 28 вниз и через иглу 32, двуплечий рычаг 27 и клапан 25 откроет канал перепуска части дозированного топлива из полости за жиклером 69 на слив.

Открытие клапана 25 вызовет перемещение дозирующей иглы 37 в сторону уменьшения подачи топлива в двигатель, число оборотов ротора компрессора упадет и система придет в равновесие при новом положении дозирующей иглы и при уменьшенном числе оборотов ротора компрессора.

Настройка ограничителя числа оборотов $n_{т.к. \text{привед.}}$ производится регулировочным винтом 23, изменяющим затяжку пружины 24 ограничителя.

7.2.1.7. КЛАПАН СТРАВЛИВАНИЯ ВОЗДУХА

Наличие воздуха (или паров топлива) во внутренних полостях топливного насоса нарушает нормальную работу агрегата. Для выпуска воздуха из агрегата НР-40ВГ служит специальный клапан 68. Выпуск воздуха производится нажатием на шарик клапана.

7.2.1.8. ОГРАНИЧИТЕЛЬ МАКСИМАЛЬНОГО РАСХОДА

Ограничитель максимального расхода* поддерживает стабильность максимального расхода топлива в случае изменения противодавления. Ограничитель состоит из винта 47, при помощи которого устанавливается сечение на выходе топлива из агрегата, и клапана 49 с мембранным усилителем 51, поддерживающего на выходном сечении постоянный перепад давлений.

Необходимый перепад давлений обеспечивается усилием пружины 50. Изменение максимального расхода приводит к изменению перепада на выходном сечении и перемещению клапана 49 во втулке 48. При этом клапан изменяет величину перепуска излишков топлива на слив и восстанавливает расход до заданной величины. Излишек топлива, подаваемого к клапану 49, задается положением упора 36 дозирующей иглы 37. Величина максимального расхода регулируется винтом 47.

* Подробно работа ограничителя максимального расхода топлива приведена в п.7.5.4.

7.2.1.9. ЗАПОРНЫЙ КЛАПАН

Запорный клапан открывает или прекращает доступ топлива к коллектору форсунок двигателя (первый контур) в зависимости от положения стоп-крана. При остановке двигателя клапан полностью герметизирует выход топлива из агрегата. Клапан состоит из поршня 43, перемещающегося во втулке и нагруженного пружиной 42, и резинового седла 44.

При запуске двигателя давление топлива перед клапаном нарастает, и когда оно достигнет величины, соответствующей силе натяжения пружины, клапан открывается. Резкость открытия обуславливается наличием дифференциальной площади. Момент открытия клапана по числу оборотов (начало подачи топлива при запуске) регулируется подбором жиклера 67.

7.2.1.10. ПОДПОРНЫЙ КЛАПАН

На выходе из агрегата к коллектору форсунок первого контура установлен тарельчатый клапан 46, нагруженный пружиной 45. Клапан представляет собой дополнительное сопротивление и введен в схему для того, чтобы поднять давление топлива за дозирующей иглой и этим обеспечить необходимые усилия для установки поршня 38 в режим запуска двигателя. Так как поршень 43 запорного клапана в открытом положении практически не имеет сопротивления, то давление топлива, подаваемого к золотнику 56 распределительного клапана, выше давления в коллекторе первого контура на величину сопротивления подпорного клапана 46.

7.2.1.11. РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ КЛАПАН

Распределительный клапан в зависимости от давления в коллекторе первого контура подает топливо в коллектор второго контура по заданному закону. Клапан состоит из золотника 56, перемещающегося во втулке 55. Втулка имеет два прямоугольных окна, перекрывающихся торцевой кромкой золотника. На золотник 56 действуют с одной стороны сила натяжения пружины 57 и давление сливаемого топлива, а с другой стороны высокое давление топлива перед подпорным клапаном 46. При достижении заданной величины давление перед подпорным клапаном, действуя на торец золотника 56, преодолевает силу натяжения пружины 57 и открывает проход топливу к запорному клапану 52 и далее к коллектору форсунок (второго контура).

Давление, необходимое для открытия клапана, задается натяжением пружины 57, которое регулируется винтом 58. По мере нарастания давления количество топлива, подаваемого в коллектор второго контура, увеличивается в зависимости от жесткости пружины и величины открытия дозирующих окон во втулке 55.

7.2.1.12. ЗАПОРНО-ПОДПОРНЫЙ КЛАПАН ВТОРОГО КОНТУРА

На выходе из агрегата к коллектору второго контура установлен тарельчатый клапан 52, нагруженный пружиной 53. Давление открытия клапана выше давления слива. При закрытом стоп-кране топливо под давлением слива, просочившееся по зазору между золотником 56 и втулкой 55, не может открыть клапан 52.

Пружина 53 прижимает клапан к резиновому седлу 54, не допуская подтекания топлива в коллектор второго контура.

7.2.1.13. СТОП-КРАН

Прекращение подачи топлива в двигатель осуществляется поворотом стоп-крана 60 при помощи рычага 59. При этом вначале магистраль за дозирующей иглой сообщается со сливом, а затем перекрывается доступ топливу к ограничителю максимального расхода и распределительному клапану.

Запорные клапаны 43 и 52 закрываются силой натяжения пружин и обеспечивают герметичность на выходе топлива из агрегата.

7.2.1.14. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ НАСОСА-РЕГУЛЯТОРА НР-40ВР (ОГРАНИЧИТЕЛЬ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ)

Особенностью конструкции насоса-регулятора НР-40ВР является наличие в нем ограничителя степени сжатия воздуха в компрессоре (рис. 7.7), установленного на месте установки ограничителя приведенных чисел оборотов.

Ограничитель степени сжатия уменьшает подачу топлива в двигатель насосом-регулятором НР-40ВР при достижении заданной величины степени сжатия воздуха в последних ступенях компрессора.

Ограничитель состоит из плоского клапана 6, мембраны 5, рычага 8, иглы 3 и пружин 2, 4 и 7.

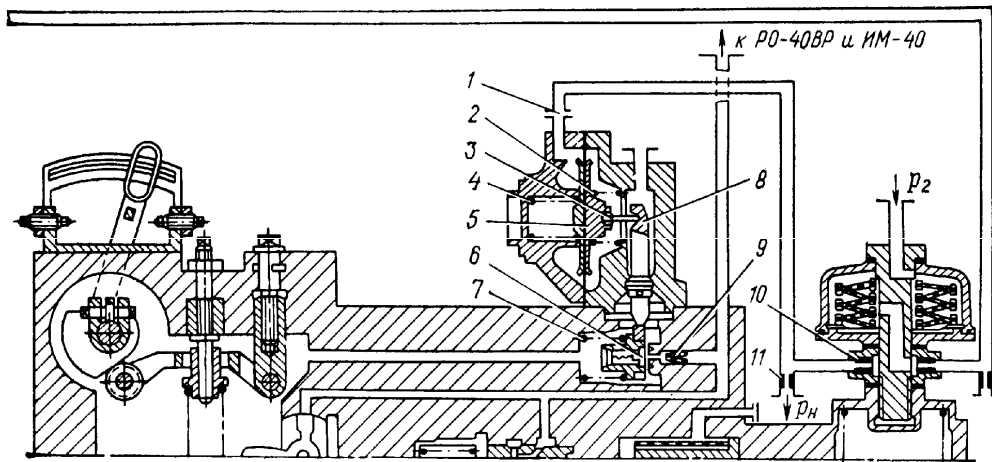


Рис. 7.7. Ограничитель степени сжатия:

1 — трубка; 2, 4 и 7 — пружины; 3 — дозирующая игла; 5 — мембрана; 6 — плоский клапан;
8 — рычаг; 9, 10 и 11 — жиклеры

С одной стороны мембраны через трубку 1 подается воздух под давлением $p_{1/2}$ из-за компрессора, редуцированное жиклерами 10 и 11. С другой стороны мембраны подается воздух под давлением p_1 из-за VI ступени компрессора. При достижении заданной величины степени сжатия π_k усилие от давления $p_{1/2}$ на мембрану преодолевает суммарное усилие от давления p_1 и пружин и откроет перепуск части дозированного топлива из полости под поршнем дозирующей иглы через жиклер 9 клапана 6 на слив. Подача топлива в двигатель уменьшится. С другой стороны, открытие клапана 6 вызовет движение дозирующей иглы также на уменьшение подачи топлива. Число оборотов ротора компрессора упадет и система придет в равновесие при новом положении дозирующей иглы и при уменьшенных числах оборотов ротора компрессора.

В остальном по конструкции и принципу действия насос-регулятор НР-40ВР не отличается от насоса-регулятора НР-40ВГ.

7.2.2. РЕГУЛЯТОР ЧИСЛА ОБОРОТОВ РО-40ВР

Регулятор числа оборотов РО-40ВР (рис. 7.8) ограничивает заданные числа оборотов ротора свободной турбины, воздействуя на сервомеханизм дозирующей иглы насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ) в сторону уменьшения подачи топлива.

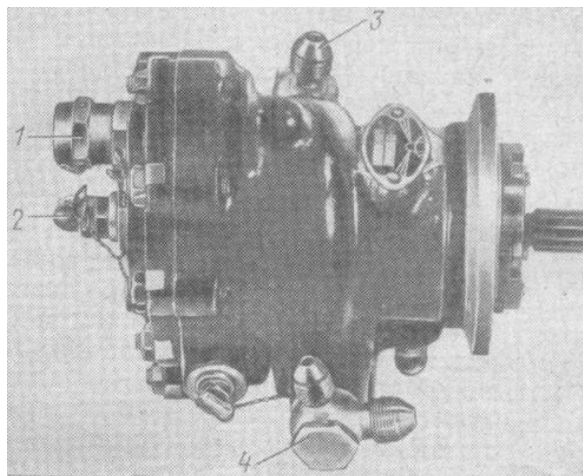


Рис. 7.8. Регулятор числа оборотов РО-40ВР (внешний вид):

1 — клапан для прокачки масла при консервации; 2 — винт регулировки максимальных чисел оборотов; 3 — штуцер (№ 32) слива; 4 — штуцер (№ 33) подвода топлива

Регулятор числа оборотов РО-40ВР (рис. 7.9) включает в себя следующие узлы: датчик числа оборотов 4 с грузиками 9 и приводной рессорой 1; плоский клапан 7, закрепленный в рычаге 5, нагруженном пружиной 12; клапан 15, применяемый для стравливания воздуха из агрегата и при консервации агрегата на двигателе.

Жиклер 6 регулятора числа оборотов соединен каналом «В» с полостью между жиклером 69 (см. рис. 7.6) и дроссельным пакетом 34 насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ). Величина ограничиваемых чисел оборотов ротора свободной турбины задается винтом 14, (рис. 7.9), который перемещает опору 13, изменяя натяжение пружины 12.

Датчик числа оборотов 4 с грузиками 9 через рессору 1 получает вращение от ротора свободной турбины. При увеличении числа оборотов центробежная сила от грузиков растет. Эта сила, приложенная к оси иглы 10, до заданного числа оборотов ограничения не может преодолеть натяжение пружины 12. Плоский клапан 7 запирает выход топлива из канала «В» через жиклер 6.

При росте числа оборотов выше заданных центробежная сила от грузиков преодолеет натяжение пружины 12, рычаг 8 повернется и клапан 7 откроет щель, через которую топливо начнет стравливаться из канала «В» на слив. Это вызовет перемещение дозирующей иглы агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) в сторону уменьшения подачи топлива и снижения числа оборотов ротора компрессора, что, в свою очередь, предотвратит рост оборотов ротора свободной турбины и, следовательно, несущего винта.

Допустимое максимальное число оборотов несущего винта составляет $95^{+2}\%$.

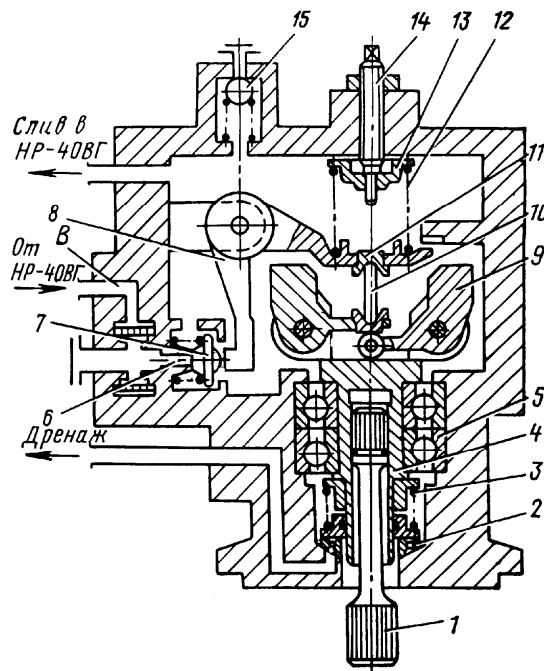


Рис. 7.9. Регулятор числа оборотов РО-40ВР (конструктивная схема):

- 1 — рессора; 2 — уплотнитель; 3 и 12 — пружины; 4 — датчик числа оборотов;
 5 — шарикоподшипник; 6 — жиклер; 7 — клапан; 8 — рычаг; 9 — грузик; 10 — игла; 11 — втулка;
 13 — опора; 14 — винт регулировочный; 15 — клапан для стравливания воздуха

Золотник каждого из агрегатов СО-40 включается последовательно в топливную магистраль, соединяющую насос-регулятор НР-40ВА (НР-40ВГ) с регулятором числа оборотов РО-40ВА (РО-40ВР) ротора свободной турбины двигателя.

7.2.3. СИНХРОНИЗАТОР МОЩНОСТИ СО-40

Синхронизатор мощности СО-40 (рис. 7.10) устанавливается на среднем корпусе компрессора в верхней части двигателя и предназначен для обеспечения синхронности режимов работы спаренных двигателей силовой установки вертолета.

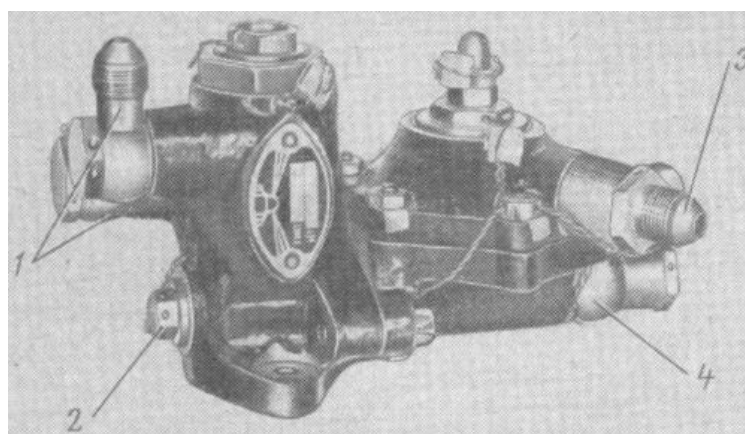


Рис. 7.10. Синхронизатор мощности СО-40 (внешний вид):

- 1 — штуцера подвода и отвода топлива; 2 — пробка; 3 — штуцер отвода воздуха (p_2) к агрегату СО-40 2-го двигателя; 4 — штуцер подвода воздуха (p_2) от 2-го двигателя

Введение на двигатели агрегата СО-40 вызвано тем, что регуляторы числа оборотов РО-40 с совершенно одинаковыми характеристиками подобрать трудно, а условия эксплуатации двух двигателей, работающих на общий редуктор вертолета, требуют синхронности их работы по режимам.

Синхронизатор мощности СО-40 (рис. 7.11) представляет собой золотниковый механизм, управляемый мембранным чувствительным элементом. Принцип работы агрегата основан на сравнении

давлений за компрессорами двух спаренных двигателей и в устранении разницы между этими давлениями путем подачи команды на увеличение режима тому двигателю, у которого давление воздуха за компрессором меньше.

Камеры мембранных чувствительных элементов агрегата СО-40 соединены с полостями давлений за компрессорами двигателей. Подключение агрегатов СО-40 на спаренных двигателях вертолета показано на рис. 7.12.

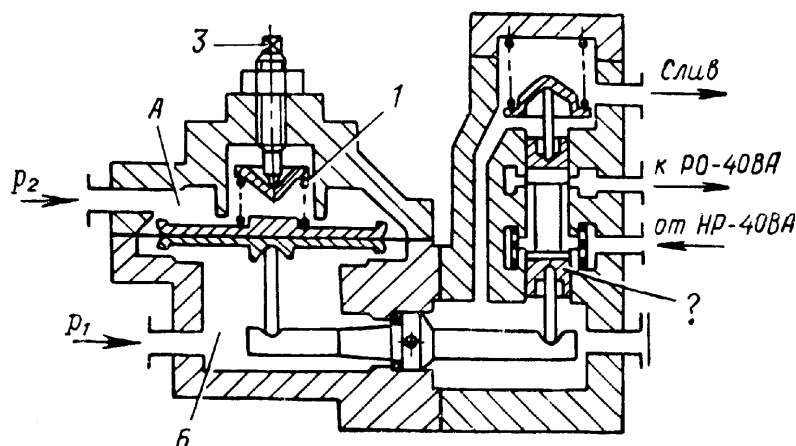


Рис. 7.11. Синхронизатор мощности СО-40 (конструктивная схема):

1 — пружина; 2 — золотник; 3 — винт

Положение золотника 2 (см. рис. 7.11) задано пружиной 1 таким образом, что при равенстве давлений в мембранных камерах или при большем давлении в камере «А» золотник не дросселирует выходное отверстие и агрегат РО-40ВР не изменяет положения дозирующей иглы агрегата НР-40ВА (НР-40ВР).

Допустим, что агрегат РО-40ВР левого двигателя настроен на несколько большее число оборотов свободной турбины, чем агрегат РО-40 правого двигателя. В этом случае золотник агрегата СО-40 правого двигателя вследствие повышенного давления в камере «Б» по сравнению с давлением в камере «А» начнет перемещаться вниз (по схеме) и дросселировать выходное отверстие к агрегату РО-40ВР правого двигателя. Это вызовет перемещение дозирующей иглы агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) на увеличение подачи топлива до момента установления равенства давлений в мембранных камерах агрегатов СО-40. В результате этого режимы работы обоих двигателей будут примерно одинаковы.

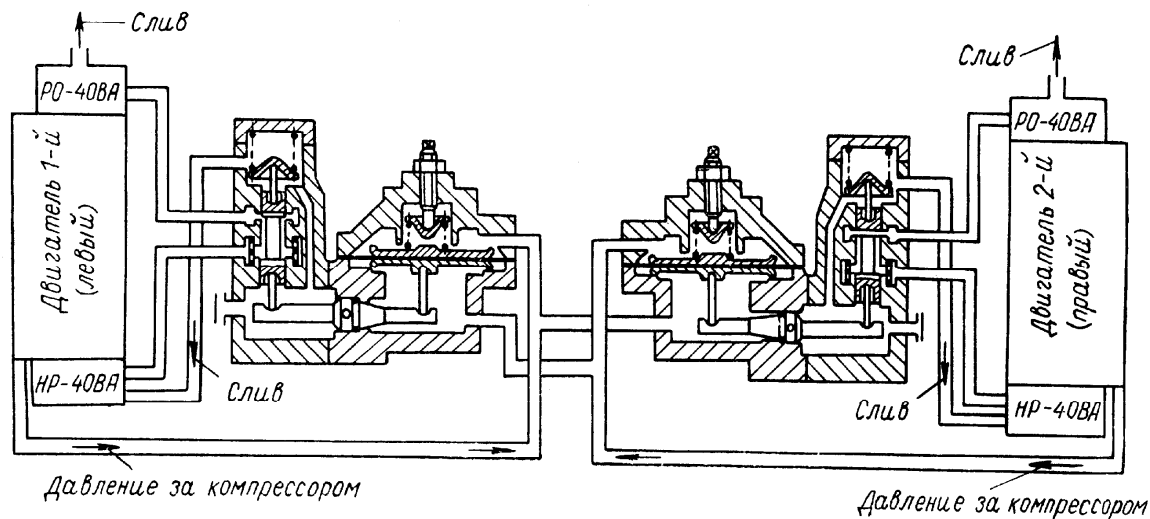


Рис. 7.12. Схема соединения агрегатов СО-40 спаренных двигателей вертолета

7.2.4. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ ИМ-40 ОГРАНИЧИТЕЛЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА

Исполнительный механизм ИМ-40 (рис.7.13) является составной частью системы ограничения температуры газа перед турбиной компрессора двигателя. Кроме ИМ-40, в систему входят комплект сдвоенных термопар и усилитель ограничителя температуры УРТ-27.

Исполнительный механизм ИМ-40 ограничивает:

- а) рост температуры газа выше заданной величины путем воздействия на сервомеханизм насоса-регулятора НР-40ВА (НР-40ВГ), который уменьшает подачу топлива в камеру сгорания двигателя;
- б) уменьшение числа оборотов ротора компрессора ниже заданных (при повышенных сигналах от УРТ-27).

Основными элементами агрегата ИМ-40 (рис.7.14) являются: электромагнитный клапан 1, жиклер 2, клапан блокировки 5, постоянный жиклер 3 с фильтром и сменный жиклер 4.

Плоский клапан 1 жестко связан с подвижным сердечником электромагнитного клапана МКТ-4-2. При отсутствии напряжения на электромагните клапан 1 под действием пружины, расположенной внутри электромагнита, поджат к жиклеру 2. При подаче напряжения сердечник электромагнита вместе с клапаном 1 втягивается, преодолевая натяжение пружины, и открывает отверстие жиклера 2.

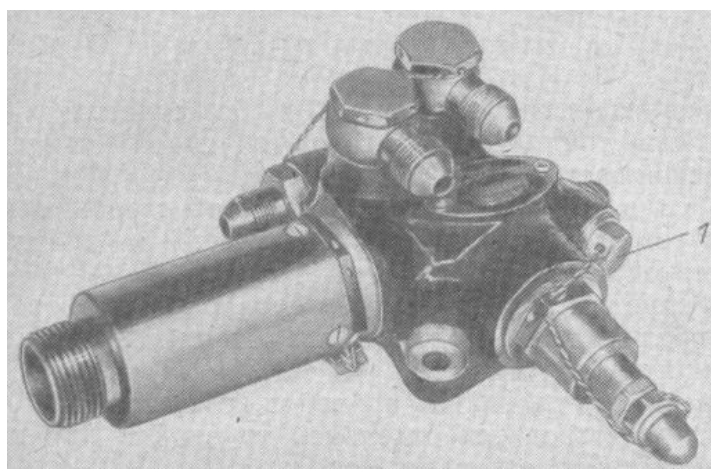


Рис. 7.13. Исполнительный механизм ИМ-40 (внешний вид):

1 — пробка, закрывающая жиклер

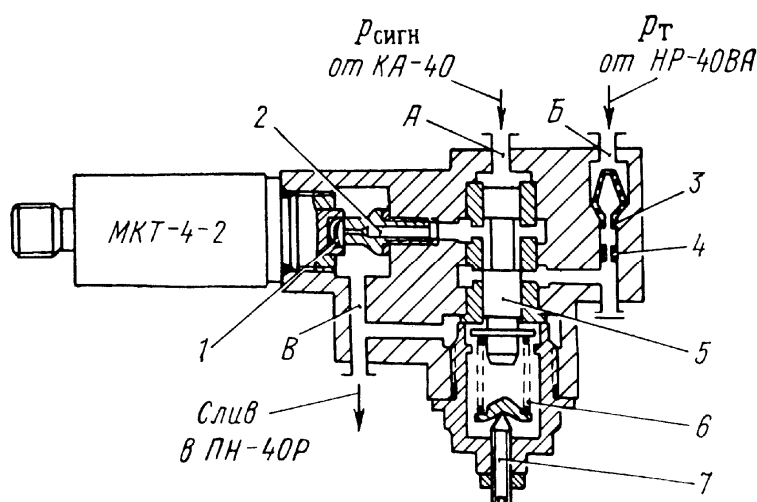


Рис. 7.14. Исполнительный механизм ИМ-40 (конструктивная схема):

- 1 — клапан электромагнитный; 2 — жиклер; 3 — жиклер с фильтром; 4 — сменный жиклер;
5 — клапан блокировки; 6 — пружина; 7 — винт регулировочный*

Жиклер 2 через полость клапана блокировки 5, жиклеры 4 и 3 и канал «Б» соединен с полостью сервомеханизма агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) (между жиклером 69 и дроссельным пакетом 34, показанными на рис. 7.6). На торец клапана блокировки 5 по каналу «А» подается от агрегата КА-40

топливо с сигнальным давлением $p_{\text{сигн}}$, пропорциональным числу оборотов ротора компрессора; с другого конца клапан поджат пружиной 6, натяжение которой регулируется винтом 7. Канал «В» сообщается со сливными полостями агрегата КА-40.

Ограничиваемая температура газа определяется настройкой усилителя ограничения температуры УРТ-27. При повышении температуры газа сверх допустимой УРТ-27 подает электрические импульсы на электромагнитный клапан МКТ-4-2 исполнительного механизма, который открывает жиклер 2, перепуская топливо из полости сервомеханизма на слив. Это приводит к падению давления в полости сервомеханизма и перемещению дозирующей иглы агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) в сторону уменьшения подачи топлива. С уменьшением подачи топлива снижаются режимы работы двигателя и температуры газа перед турбиной.

Клапан блокировки 5 введен в схему агрегата ИМ-40 с целью предотвращения резкого снижения мощности двигателя при подаче на электромагнит повышенных (не расчетных) сигналов от усилителя УРТ-27. Вступление клапана в работу при заданной частоте вращения определяется натяжением пружины 6.

При частоте вращения ротора компрессора выше заданной клапан 5 под действием давления $p_{\text{сигн}}$ прижимается к упору в крышке, при этом канал Б сообщается с жиклером 2. При уменьшении частоты вращения пружина 6 преодолевает давление $p_{\text{сигн}}$ и перемещает клапан вверх. Клапан прикрывает своей кромкой отверстия во втулке, уменьшая их сечение, и тем самым ослабляет воздействие от электромагнитного клапана на сервомеханизм агрегата НР-40ВА (НР-40ВГ) до установления равновесия сил, действующих на клапан блокировки.

7.2.5. БЛОК ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ С КЛАПАНОМ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

Блок электромагнитных клапанов с клапаном постоянного давления (рис.7.15) установлен на корпусе компрессора в левой части двигателя. Клапан постоянного давления, выполненный в блоке электромагнитных клапанов, обеспечивает с помощью электромагнитного клапана № 1 (рис.7.16) подачу топлива к пусковым форсункам.

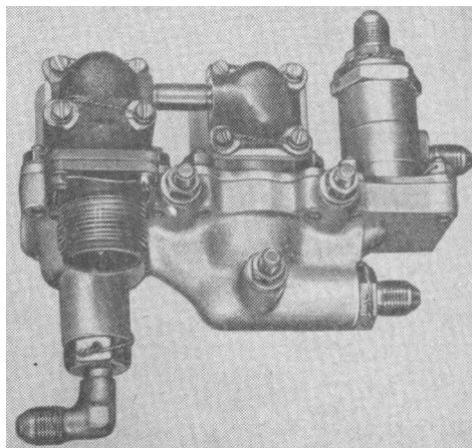


Рис. 7.15. Блок электромагнитных клапанов с клапаном постоянного давления топлива (внешний вид)

Топливо с высоким давлением, поступающее в клапан, дросселируется золотником 1 до давления 3—4 кгс/см² и подается к пусковым форсункам при включении электромагнитного клапана № 1. Регулирование давления перед пусковыми форсунками осуществляется подбором шайб 3, изменяющих давление пружины 2 на золотник 1.

В конце цикла работы пусковой панели электромагнитный клапан № 1 закрывается и включается на несколько секунд электромагнитный клапан №2, перепускающий воздух из камеры сгорания через пусковую магистраль. Воздух проходит через пусковые форсунки и продувает пусковую магистраль в дренаж, предотвращая коксование топлива в пусковых форсунках и магистралях.

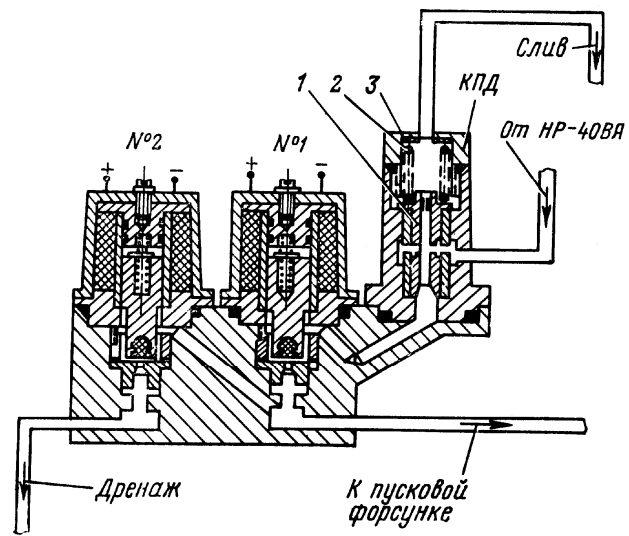


Рис. 7.16. Блок электромагнитных клапанов с клапаном постоянного давления топлива (конструктивная схема):

1 — золотник; 2 — пружина; 3 — шайба

7.3. ДРЕНАЖНАЯ СИСТЕМА

Дренажная система (рис. 7.17) обеспечивает:

- а) слив топлива из агрегатов топливной и гидравлической систем;
- б) слив топлива и масла из камеры сгорания, из корпусов сопловых аппаратов турбин, из полости четвертой опоры роторов двигателя и из выхлопного патрубка;
- в) слив топлива из коллекторов рабочих форсунок после остановки двигателя, а также из магистралей пусковой системы.

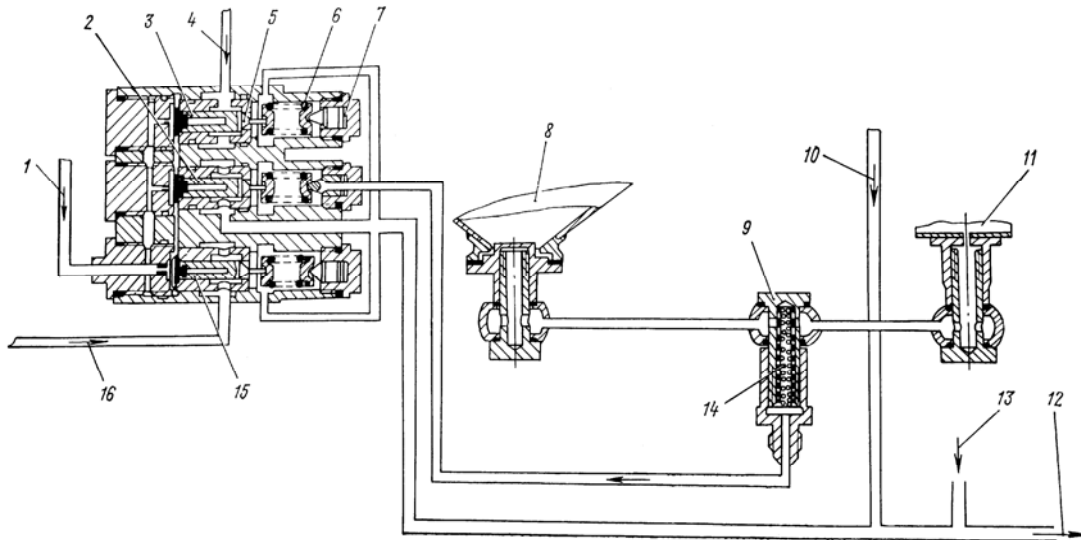


Рис. 7.17. Схема дренажной системы двигателя:

- 1 — подвод топлива под давлением; 2 — клапан дренажа из камеры сгорания, турбин и выходного патрубка; 3 — клапан дренажа из коллектора I контура; 4 — слив топлива из коллектора I контура; 5 — золотник; 6 — пружина; 7 — шайбы регулировочные; 8 — камера сгорания; 9 — штуцер; 10 — дренаж из пусковой системы; 11 — турбина; 12 — дренаж в сливной бачок вертолета; 13 — дренаж от четвертой опоры роторов двигателя; 14 — фильтр сетчатый; 15 — клапан дренажа из коллектора II контура; 16 — слив топлива из коллектора II контура

Дренаж из сальников приводов агрегатов НР-40ВА (НР-40ВГ) и РО-40ВА (РО-40ВР) отводится отдельной трубкой в сливной бачок, установленный на вертолете.

Несгоревшее топливо из камеры сгорания, из корпусов сопловых аппаратов турбин и из коллекторов рабочих форсунок обоих контуров сливается через блок дренажных клапанов. Слив производится только при остановленном двигателе, когда все дренажные клапаны открыты. Во время работы двигателя дренажные клапаны закрыты.

В процессе запуска двигателя дренажные клапаны закрываются под действием давления топлива, подводимого к торцам золотников 5, когда давление топлива за насосом-регулятором достигает 2,5—3 кгс/см². При остановке двигателя и прекращении работы топливного насоса клапаны открываются под действием пружины 6. Давление топлива, при котором закрываются клапаны, зависит от натяжения пружин и регулируется подбором шайб 7.

Во избежание засорения дренажных клапанов топливо, сливаемое из камеры сгорания и корпусов сопловых аппаратов турбин, фильтруется сетчатым фильтром 14, установленным в штуцере 9.

Из блока дренажных клапанов топливо отводится в сливной бачок вертолета отдельной трубкой, в которую также подключается дренаж из топливной пусковой системы, полости четвертой опоры роторов двигателя и выхлопного патрубка.

Внешний вид блока дренажных клапанов показан на рис. 7.18.

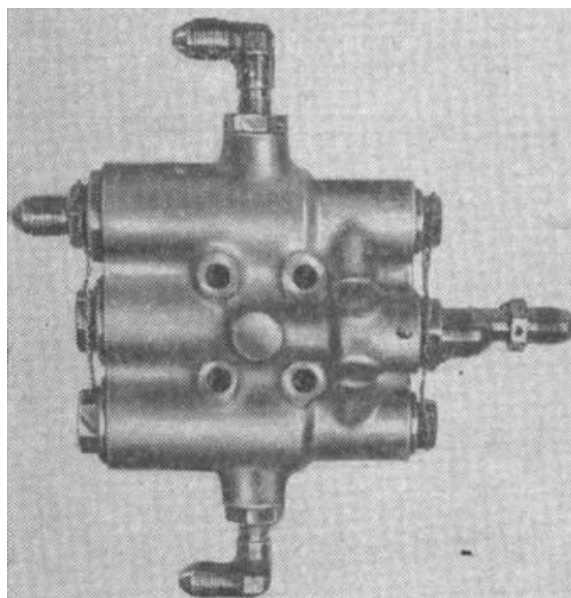


Рис. 7.18. Блок дренажных клапанов (внешний вид)

7.4. СИСТЕМА ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ ВИНТА (СЗТВ) ОТ РАСКРУТКИ

Система СЗТВ предназначена для быстрого автоматического выключения двигателя с любого режима работы в случае нарушения кинематической связи ротора турбины винта с валом несущего винта и последовавшей за этим аварийной раскрутки ротора свободной турбины.

У двигателей, оборудованных системой СЗТВ, вместо регулятора РО-40ВР установлен регулятор РО-40ВА. (рис.7.19). Регулятор числа оборотов РО-40ВА отличается от регулятора РО-40ВР вновь введенными узлами в конструктивно измененной крышке 24 (см. рис. 7.20).

Регулятор числа оборотов РО-40ВА, кроме ограничения заданных чисел оборотов ротора свободной турбины производит выключение двигателя на любом режиме работы в случае нарушения кинематической связи ротора турбины винта с валом несущего винта и последующей раскрутки ротора турбины винта. Отключение происходит при оборотах свободной турбины, соответствующих $117,5 \pm 2\%$ оборотам вала несущего винта.

В случае раскрутки несущего винта в полете по причинам, не зависящим от двигателей и редуктора, до числа оборотов система СЗТВ также выключает двигатели. Повторный запуск двигателей в воздухе невозможен.

При достижении числа оборотов ротором турбины винта до $n_{н.в.} = 117,5 \pm 2\%$ срабатывает автоматически система СЗТВ в следующей последовательности: грузики 9 (см. рис. 7.20) регулятора числа оборотов РО-40ВА через опорную иглу 10 передадут усилие на рычаг 16, который переместит клапан 23 золотника 22 до упора в его обрезиненное седло. При этом прекращается утечка на слив топлива, подводимого через штуцер А из полости за качающим узлом агрегата НР-40ВА. Создается высокое давление топлива под действием которого золотник 22 резко переместится вправо до упора в толкатель 25. Толкатель 25 вместе с золотником 22 фиксируется рычагами 21 в данном положении и топливо, подводимое к штуцеру Б от пружинной полости клапана постоянного перепада агрегата НР-40ВА, по проточке и каналу в золотнике пойдет на слив. При этом клапан 66 (рис.7.6) постоянного перепада агрегата НР-40ВА резко переместится на полное открытие.

При открытом клапане КПП агрегата НР-40ВА топливо после качающего узла будет сливаться в полость на вход в насос-регулятор НР-40ВА (раньше окончания закрытия дозирующей иглы) и тем самым обеспечит быстрое отключение подачи топлива в двигатель на любом режиме. Двигатель выключится.

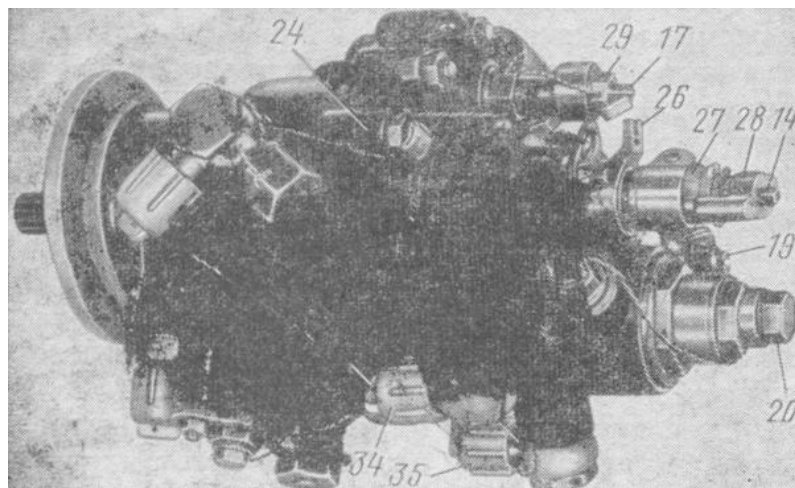


Рис. 7.19. Регулятор числа оборотов РО-40ВА (внешний вид):

14 — винт регулировочный для регулирования числа оборотов срабатывания регулятора; 17 — винт регулировочный для регулирования числа оборотов срабатывания аварийного золотника; 19 — винт фиксации режима; 20 — заглушка; 24 — крышка; 26 — паз контрольного режима; 27 — замок контрольный; 28 — головка настройки числа оборотов срабатывания регулятора; 29 — гайка; 34 — штуцер для подвода топлива под высоким давлением от агрегата НР-40ВА к клапану золотника; 35 — штуцер для подвода топлива к золотнику из пружинной полости КПП агрегата НР-40ВА (цифры «34» и «35» написаны белой краской на приливах крышки под штуцера)

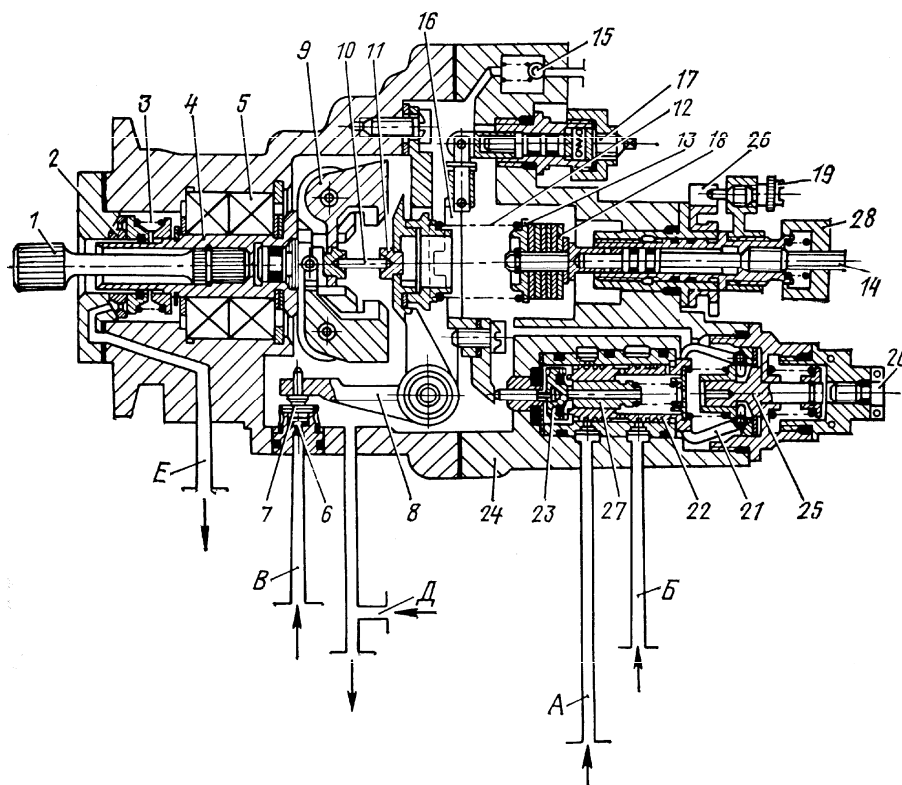


Рис. 7.20. Регулятор числа оборотов РО-40ВА (конструктивная схема):

1 — рессора; 2 — уплотнитель; 3 и 12 — пружины; 4 — датчик числа оборотов; 5 — шарикоподшипник; 6 — жиклер; 7 — клапан; 8 — рычаг; 9 — грузик; 10 — игла; 11 — втулка; 13 — опора; 14 — винт регулировочный; 15 — клапан для стравливания воздуха; 16 — рычаг; 17 — винт регулировочный для регулирования числа оборотов срабатывания золотника 22; 18 — термокомпенсатор; 19 — винт с элементом контрольного режима срабатывания системы СЗТВ; 20 — заглушка; 21 — рычаги механизма захвата; 22 — золотник аварийного выключения двигателя; 23 — клапан золотника; 24 — крышка; 25 — толкатель; 26 — паз контрольного режима; 27 — втулка жиклерная; 28 — головка настройки числа оборотов срабатывания регулятора (позиции с 1 по 15 совпадают с позициями на рис. 7.9)

Для снятия блокировки рычагами 21 (см. рис. 7.20) золотника 22 аварийного останова после срабатывания системы СЗТВ необходимо вывернуть заглушку 20, завернуть до упора винт-приспособление, который нажмет на толкатель 25 и освободит золотник 22 от захвата рычагами 21, после чего золотник 22 займет исходное положение.

Вывернуть винт-приспособление, вернуть и законтрить заглушку 20.

Для периодической проверки надежности работы системы СЗТВ в конструкции агрегата РО-40ВА предусмотрен специальный элемент, представляющий собой устройство с двухпозиционной фиксацией винтом 19 для двух режимов работы системы СЗТВ:

- 1) рабочий режим — число оборотов срабатывания $n_{н.в.} = 117,5 \pm 2\%$;
- 2) контрольный режим — число оборотов срабатывания $n_{н.в.} = 95 \pm 2\%$.

При проверке системы СЗТВ винт 19 перевести из рабочего положения в фиксированное положение контрольного режима, пружина 12 расслабится и золотник 22 сработает при более низких числах оборотов $n_{н.в.}$, которые допустимы при работе двигателя.

После перевода винта 19 в рабочее фиксированное положение настройка агрегата РО-40ВА не нарушается.

В агрегате РО-40ВА установлен термокомпенсатор 18 для повышения точности срабатывания по числу оборотов как регулятора оборотов, так и системы СЗТВ при изменении температурных условий агрегата РО-40ВА.

Схема топливной системы и схема топливных коммуникаций двигателя, оборудованного СЗТВ показаны на рисунках 7.21 и 7.22.

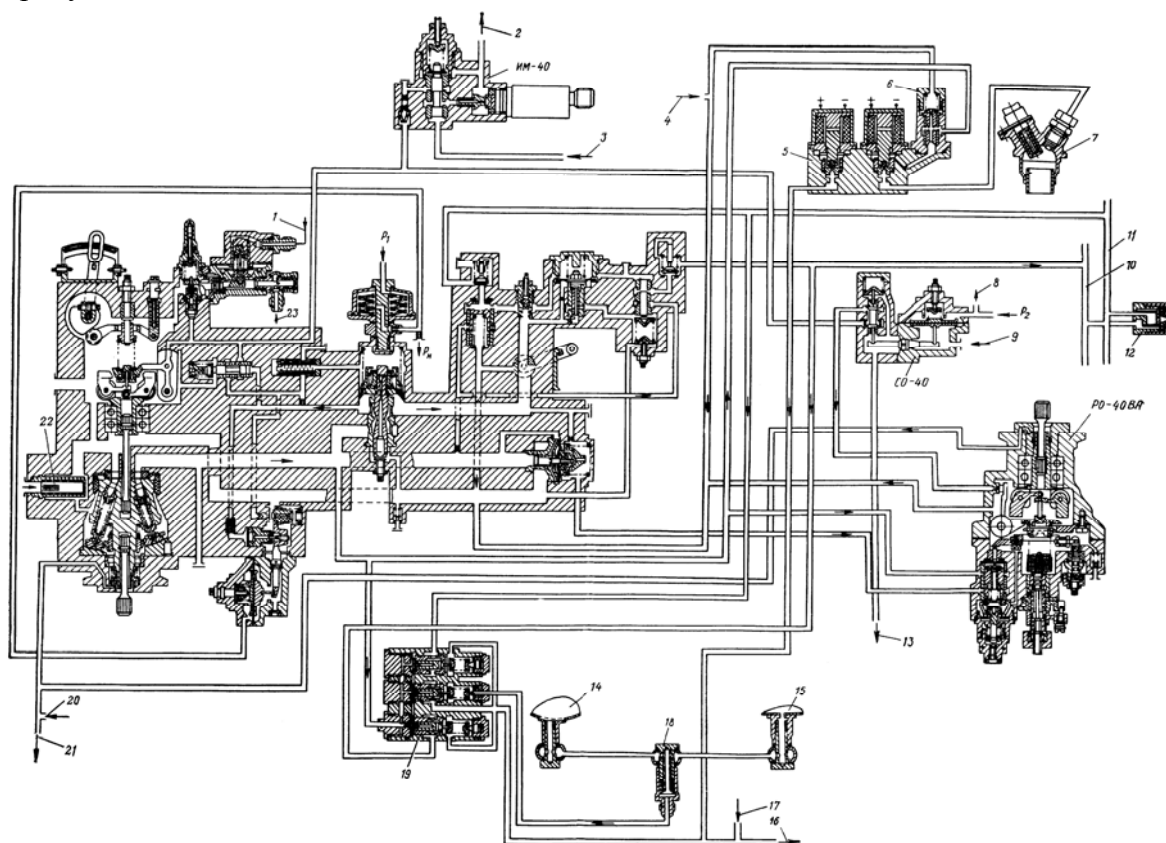


Рис. 7.21. Схема топливной системы двигателя, оборудованного СЗТВ:

- 1 — подвод топлива ($p_{ком}$) из КА-40; 2 — слив в магистраль гидросистемы; 3 — подвод сигнального давления от агрегата КА-40; 4 — слив из гидросистемы; 5 — блок электромагнитных клапанов; 6 — клапан постоянного давления (КПД); 7 — пусковой воспламенитель со свечой и пусковой форсункой; 8 — отвод воздуха (p_2) к спаренному двигателю; 9 — подвод воздуха (p_2) от спаренного двигателя; 10 — топливный коллектор (второй контур); 11 — топливный коллектор (первый контур); 12 — рабочая форсунка; 13 — слив в магистраль гидросистемы; 14 — камера сгорания; 15 — корпус турбины; 16 — дренаж; 17 — дренаж из четвертой опоры роторов двигателя и выхлопного патрубка; 18 — фильтр дренажный; 19 — блок дренажных клапанов; 20 — дренаж из агрегатов КА-40 и ПН-40; 21 — дренаж; 22 — подвод топлива к агрегату НР-40ВА; 23 — подвод топлива ($p_{слива}$) из КА-40

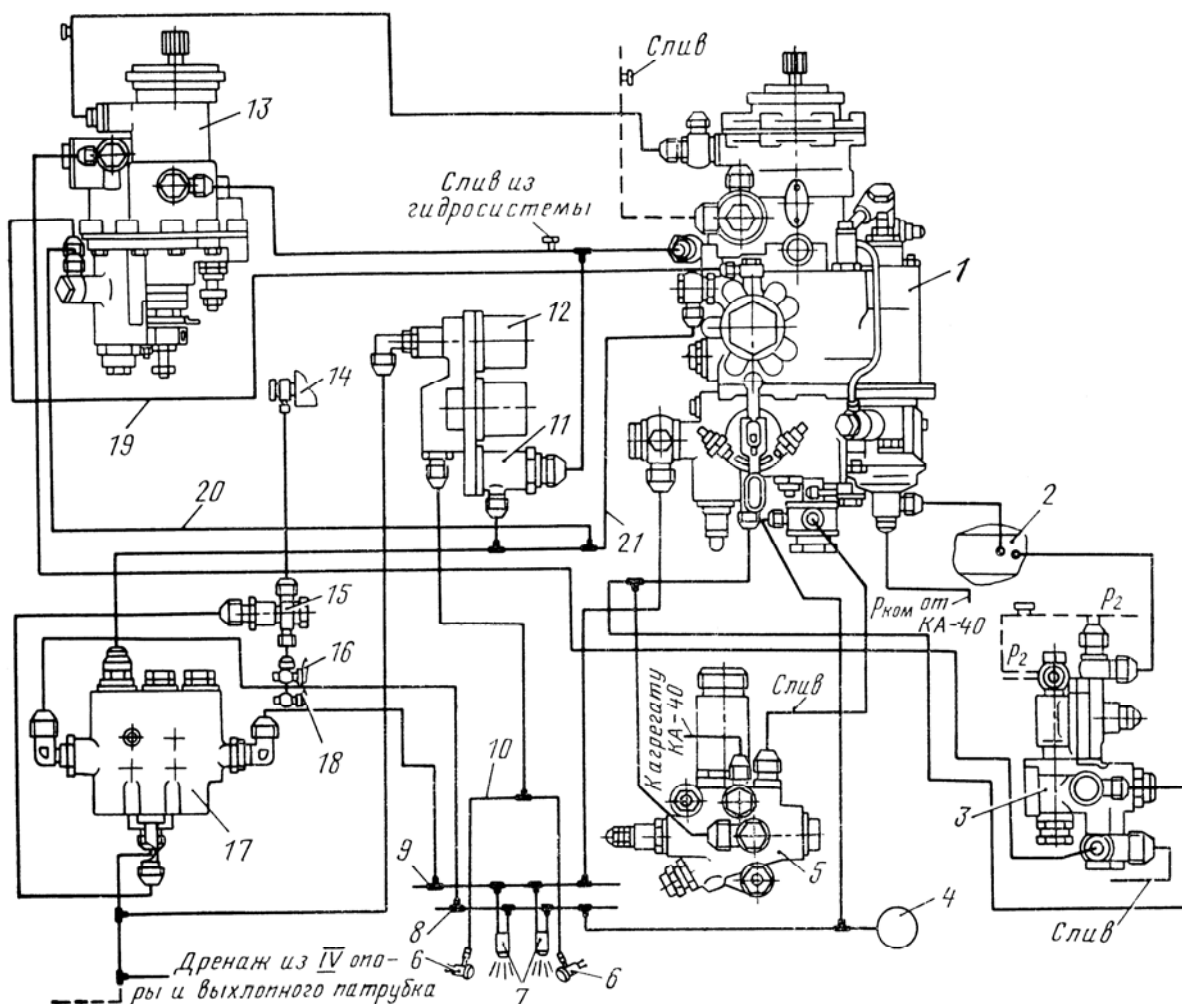


Рис. 7.22. Схема топливных коммуникаций двигателя, оборудованного системой защиты турбины винта:

1 — насос-регулятор НР-40ВА; 2 — диффузор камеры сгорания; 3 — синхронизатор мощности СО-40; 4 — датчик ИД-100 манометра топлива; 5 — исполнительный механизм ИМ-40; 6 — пусковые воспламенители; 7 — рабочие топливные форсунки; 8 — топливный коллектор рабочих форсунок (первый контур); 9 — топливный коллектор рабочих форсунок (второй контур); 10 — топливный коллектор пусковых воспламенителей; 11 — клапан постоянного давления (КПД); 12 — блок электромагнитных клапанов; 13 — регулятор РО-40ВА частоты вращения ротора свободной турбины; 14 — сопловой аппарат II ступени турбины компрессора; 15 — фильтр дренажный; 16 — камера сгорания; 17 — блок дренажных клапанов; 18 — корпус турбины; 19 — трубопровод подвода топлива из пружинной полости КПП агрегата НР-40ВА к золотнику аварийного останова агрегата РО-40ВА; 20 — трубопровод подвода топлива из-за качающего узла агрегата НР-40ВА к аварийному золотнику агрегата РО-40ВА; 21 — трубопровод подвода топлива высокого давления от агрегата НР-40ВА к блоку дренажных клапанов

7.5. ПРИЛОЖЕНИЕ

7.5.1. НАСОС ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АГРЕГАТА НР-40

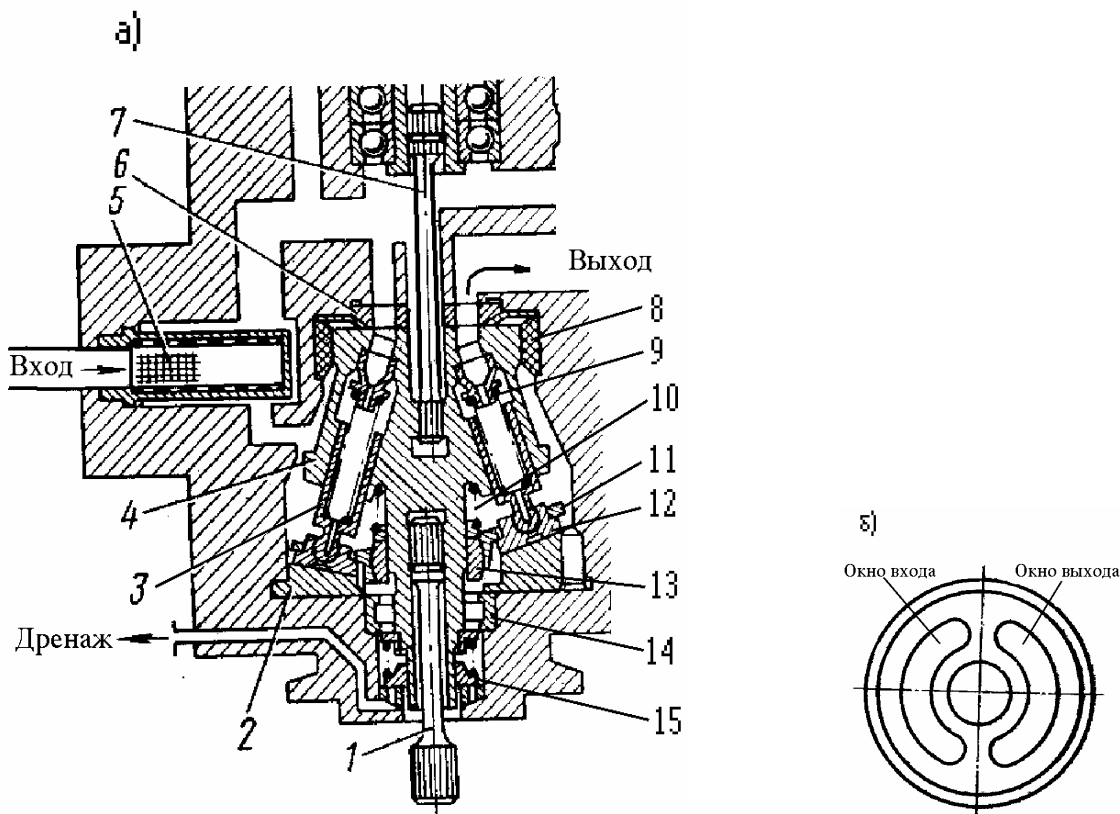


Рис. 7.23. Насос высокого давления агрегата НР-40:

а) — конструктивная схема; б) — распределительный золотник (вид в плане);

1 — рессора качающего узла; 2 — наклонная шайба; 3 — плунжер; 4 — ротор; 5 — входной фильтр; 6 — распределительный золотник; 7 — рессора тахометрического датчика; 8 — подшипник скольжения; 9, 10 — пружины; 11 — диск; 12 — башмак плунжера; 13 — сфера; 14 — роликовый подшипник; 15 — контактное уплотнение

Насос высокого давления состоит из ротора 4, наклонной шайбы 2, закрепленной неподвижно, семи плунжеров 3 и распределительного золотника 6. Ротор насоса вращается на двух подшипниках: подшипник скольжения 8 и роликовом подшипнике 14 и приводится во вращение рессорой 1 от коробки приводов двигателя.

Внутри ротора имеются наклонные сверления, в которых находятся плунжеры 3, т.е. можно сказать, что отверстие в роторе и плунжер в совокупности образуют пару: цилиндр + поршень. Выступающая часть плунжера имеет сферическую головку, на которую установлен башмак 12. Все башмаки плунжеров установлены в отверстия диска 11, который через сферическую поверхность 13 монтируется на ротор насоса.

Плунжер через башмак пружиной 9 прижимается к наклонной шайбе 2. Наклонная шайба неподвижна и закреплена на корпусе агрегата.

Ротор пружиной 10 своей торцевой частью прижимается к распределительному золотнику 6. На золотнике имеются два дугообразных окна (рис.7.23,б) к этим окнам подходят сверления в роторе.

Принцип действия насоса основан на том, что при вращении ротора благодаря наклонному расположению шайбы 2 плунжеры совершают возвратно-поступательные движения в своих гнездах, расположенных в роторе. При этом каждый плунжер засасывает в течение примерно полуоборота ротора топливо через окно входа на распределительном золотнике 6 и выталкивает его в течение второго полуоборота через окно выхода в линию высокого давления.

Свободу перемещения подвижных деталей при их контакте с неподвижными обеспечивают сферические поверхности в месте крепления диска 11 к ротору (поз.13), а также в месте соединения плунжера 3 и башмака 12.

Просочившееся через контактное уплотнение 15 топливо отводится в дренажный бачок вертолета.

7.5.2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДОЗИРУЮЩЕЙ ИГЛЫ И КППД

Дозирующая игла и клапан постоянного перепада давления (рис.7.24) выполняют функцию регулятора постоянного расхода топлива. Изменение подачи топлива в двигатель в соответствии с заданным режимом работы осуществляется изменением положения дозирующей иглы. Узел иглы состоит из профильной иглы 4, втулки 5, поршня 3 с пружиной 2, клапана 1 и винта-упора 6. Положением иглы управляет поршень. Положение поршня определяется давлением топлива на поршень снизу и сверху и сила упругости пружины.

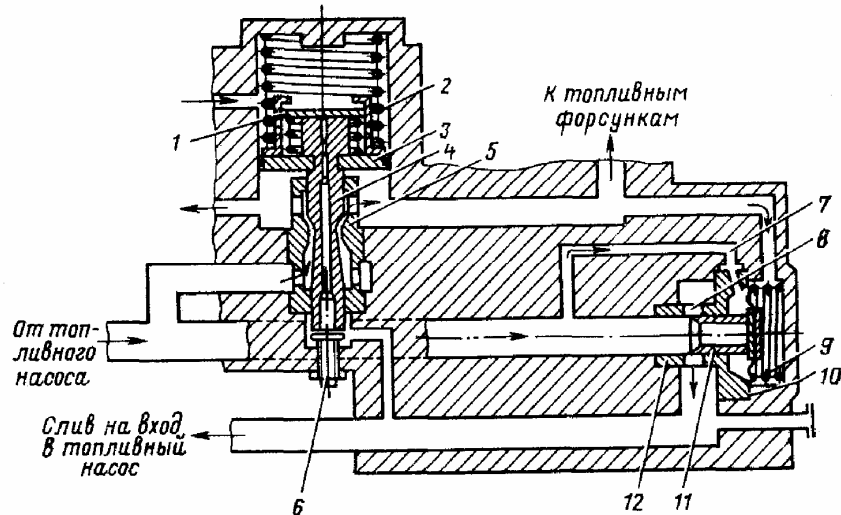


Рис. 7.24. Совместная работа дозирующей иглы и КППД:

1 — клапан; 2, 9 — пружина; 3 — поршень дозирующей иглы; 4 — дозирующая игла; 5 — втулка дозирующей иглы; 6 — винт-упор максимальной подачи топлива; 7 — топливный канал; 8 — отверстия перепуска топлива; 10 — мембрана; 11 — клапан перепуска топлива; 12 — втулка клапана перепуска топлива

Для того чтобы подача топлива к форсункам определялась только положением иглы, перепад давлений на дозирующей игле поддерживается постоянным клапаном постоянного перепада. Перепадом давления топлива на дозирующей игле ($\Delta P_{ди}$) называется разность давлений топлива перед дозирующей иглой и за ней, т. е.

$$\Delta P_{ди} = P_{передди} - P_{задди}$$

При постоянном перепаде давления и неизменной форме проходного сечения, образованного дозирующей иглой и втулкой иглы, скорость течения через него остается постоянной, а расход топлива определяется только размерами сечения. Клапан перепада состоит из втулки 12, клапана 11, мембраны 10 и пружины 9. Клапан и полость под мембраной слева соединены с полостью перед дозирующей иглой. Полость справа от мембраны соединена с линией высокого давления за дозирующей иглой. Кроме того, справа на мембрану действует пружина, которая определяет величину перепада давления топлива на дозирующей игле.

Поддержание постоянного перепада давления производится за счет изменения перепуска топлива клапаном 11 через отверстия во втулке 12 из полости перед дозирующей иглой в линию слива. Режим работы двигателя определяется количеством подаваемого в камеру сгорания топлива, которое зависит от положения дозирующей иглы относительно дозирующего сечения во втулке иглы.

7.5.3. АВТОМАТ ЗАПУСКА

Автомат запуска (рис.7.25) состоит из мембранного механизма, клапанного механизма и двуплечего рычага, соединяющего эти механизмы. В левую (по схеме) полость мембранного механизма подводится воздух после компрессора через фильтр 7. Давление воздуха редуцируется стравливающим жиклером 2. В правую полость подводится воздух из атмосферы через фильтр 4. К мембране клапана 16 подводится давление топлива, прошедшего дозирующую иглу и поступающего к форсункам двигателя. Плоский клапан 6 сообщен с полостью, образованной топливным жиклером 14 и дроссельным пакетом 15.

На неработающем двигателе пружина 17 удерживает плоский клапан в закрытом положении. Дозирующая игла 9 пружиной 12 удерживается на упоре 8 максимальной подачи топлива. Полость над поршнем дозирующей иглы через открытый клапан 13 и внутреннюю полость иглы сообщается с линией низкого давления. В начале запуска давлением дозированного топлива поршень перемещает иглу в крайнее верхнее положение до упора клапана 13. Клапан закрывается и избыточным давлением топлива, поступающим в полость над поршнем иглы через жиклер и дроссельный пакет, удерживается в таком положении в течение работы двигателя.

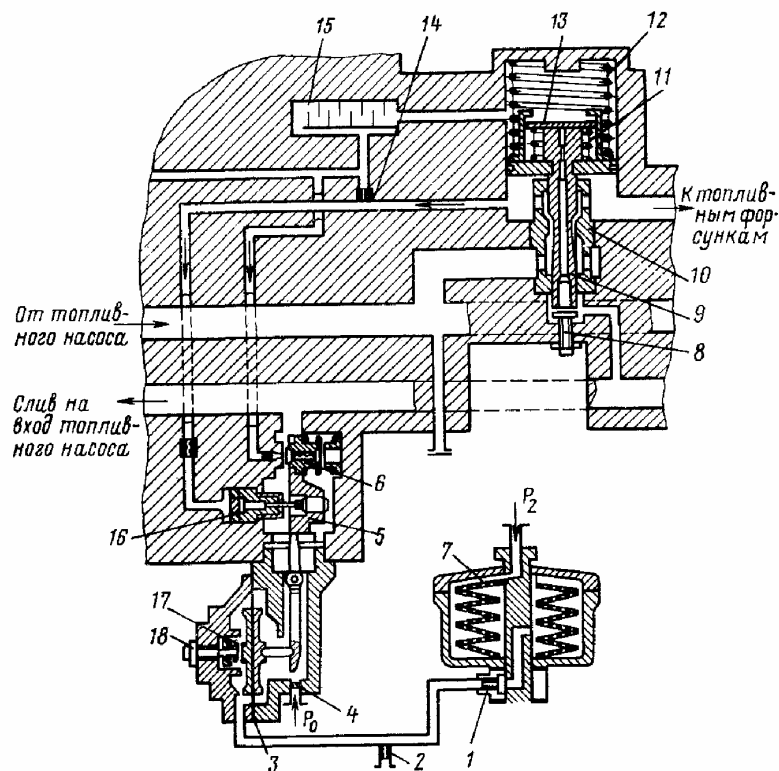


Рис. 7.25. Принципиальная схема автомата запуска:

1— внутренний жиклер фильтра; 2— стравливающий жиклер; 3— мембрана; 4— фильтр; 5— двуплечий рычаг; 6— плоский клапан; 7— воздушный фильтр; 8— упор максимальной подачи топлива; 9— дозирующая игла; 10— втулка иглы; 11, 12, 17— пружины; 13— клапан дозирующей иглы; 14— топливный жиклер; 15— дроссельный пакет; 16— клапан с мембраной; 18— регулировочный винт

Одновременно давлением дозированного топлива на мембрану клапана 16 поворачивается двуплечий рычаг 5 и открывается плоский клапан 6. Топливо, проходящее через жиклер 14, перепускается плоским клапаном на слив, и дозирующая игла удерживается поршнем в положении минимальной подачи топлива к форсункам. По мере раскрутки двигателя стартером увеличение давления воздуха за компрессором, а следовательно, и в левой полости мембранного механизма приводит к смещению мембраны и к повороту двуплечего рычага на закрытие плоского клапана. Слив топлива через плоский клапан уменьшается. Это приводит к увеличению перепуска топлива через дроссельный пакет в полость над поршнем иглы и постепенному перемещению дозирующей иглы на увеличение подачи топлива в двигатель. При выходе двигателя на режим малого газа мембранный механизм полностью закрывает плоский клапан и автомат запуска из работы выключается.

7.5.4. ОГРАНИЧИТЕЛЬ МАКСИМАЛЬНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Ограничитель состоит из регулировочного винта 4, установленного в канале 1 выхода топлива из насоса-регулятора к форсункам двигателя и клапана 1; постоянного перепада давления топлива на дозирующем сечении регулировочного винта. Максимальный расход топлива через ограничитель определяется величиной дозирующего сечения регулировочного винта 1 и перепадом давления на регулировочном сечении. Величина перепада давления определяется натяжением пружины 7. Если расход топлива меньше допустимого, то перепад давления на регулировочном сечении меньше натяжения пружины и все топливо, выходящее из насоса-регулятора поступает к форсункам.

Ограничитель вступает в работу на максимальном режиме, когда топливо из насоса-регулятора поступает в таком количестве, при котором перепад давления на регулировочном сечении превышает натяжение пружины 7. Под действием этого перепада давления мембрана 6 перемещает золотник 8 в такое положение, при котором отверстия 9 и 10 в золотнике 8 и втулке 13 совпадут. Часть топлива из канала поступления его от насоса-регулятора через эти отверстия перепускается на слив (в линию низкого давления насоса-регулятора). Таким образом, клапан перепада, поддерживая заданный перепад давления путем перепуска части топлива на слив, ограничивает максимальный расход топлива.

В процессе эксплуатации двигателя может появиться необходимость изменения максимального расхода топлива (максимальной мощности двигателя). Регулировка максимального расхода топлива производится изменением величины дозирующего сечения соответствующим поворотом регулировочного винта.

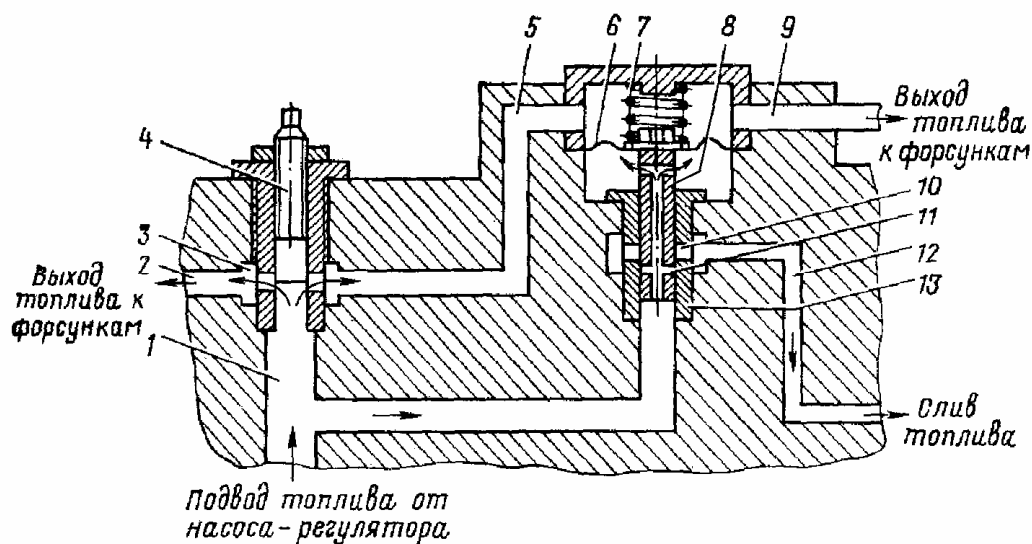


Рис. 7.26. Схема ограничителя максимального расхода топлива:

1, 2, 5, 9, 12 — топливные каналы; 3 — дозирующее отверстие; 4 — регулировочный винт; 6 — мембрана; 7 — пружина; 8 — золотник; 10, 11 — отверстия слива топлива; 13 — втулка

8. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Гидравлическая система двигателя ТВ2-117 выполняет следующие функции:

а) поворачивает лопатки входного направляющего аппарата и направляющих лопаток I, II и III ступеней компрессора по заданной программе в зависимости от числа оборотов ротора компрессора и температуры воздуха на входе в двигатель;

б) при запуске двигателя на заданных числах оборотов ротора компрессора выдает электрические сигналы на отключение пусковой системы и включение регулятора тока генератора, на отключение стартера, на включение противообледенительной системы;

в) на заданных числах оборотов ротора компрессора закрывает клапаны перепуска воздуха;

г) выдает сигнальное давление на механизм ограничителя температуры газа по физическим числам оборотов ротора компрессора;

д) выдает командное давление на ограничение приведенных чисел оборотов ротора компрессора в агрегат НР-40ВА (НР-40ВГ).

В гидравлическую систему входят следующие агрегаты и узлы: плунжерный насос ПН-40Р; командный агрегат КА-40; два гидромеханизма; два клапана перепуска воздуха и клапан противообледенения.

Агрегаты гидравлической системы и схема их соединения трубопроводами показаны на рисунке 8.1.

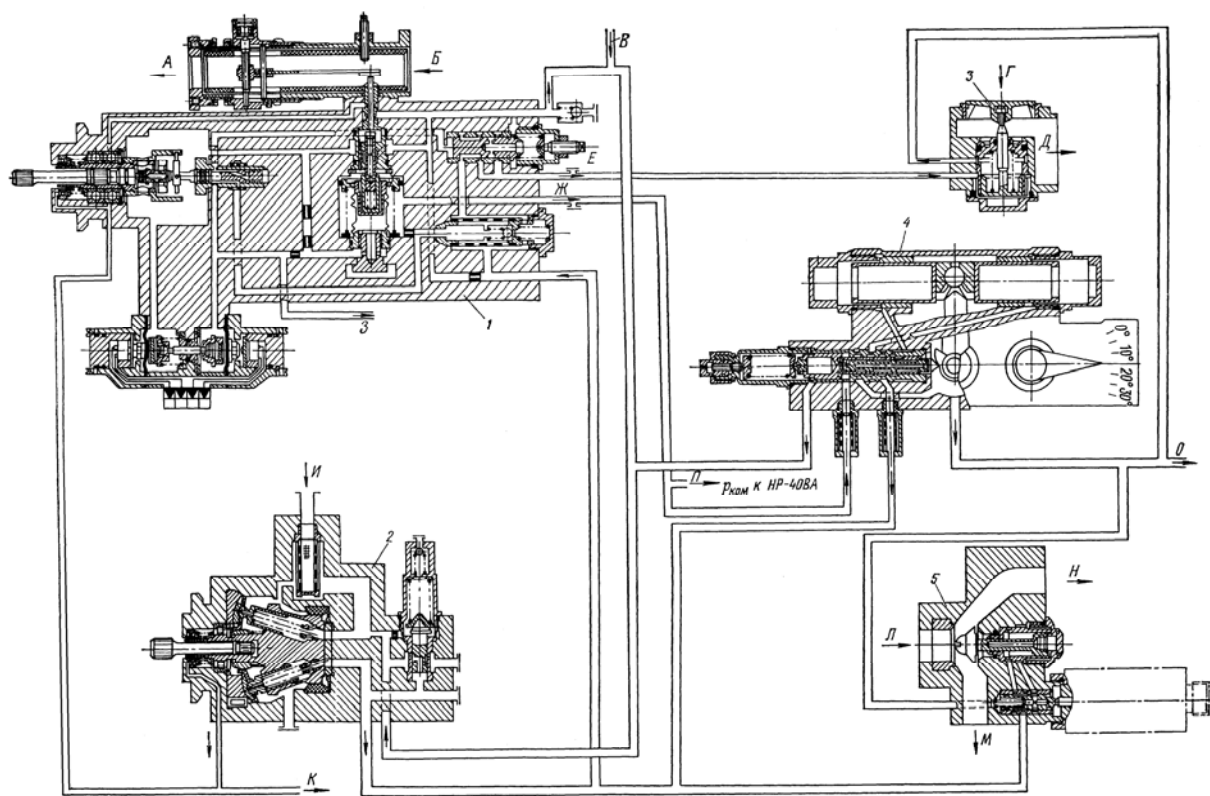


Рис. 8.1. Схема гидравлической системы:

1 — командный агрегат КА-40; 2 — плунжерный насос ПН-40Р; 3 — клапан перепуска воздуха; 4 — гидромеханизм; 5 — клапан противообледенения; каналы: А — отвода воздуха; Б — подвода воздуха; В — слива топлива из агрегата ИМ-40; Г — подвода воздуха; Д — отвода воздуха; Е — подвода рабочего давления; Ж — подвода командного давления; З — подвода сигнального давления к агрегату ИМ-40; И — подвода топлива от входа в НР-40ВА; К — дренаж; Л — подвода воздуха; М и Н — отвода воздуха; О — слива топлива в НР-40ВА; П — $p_{ком}$ в НР-40ВА

Работает гидросистема двигателя следующим образом.

Топливо из топливных баков вертолета подкачивающим насосом подается под избыточным давлением $0,4—1,2 \text{ кгс/см}^2$ к входному ниппелю насоса-регулятора НР-40ВР и от него по внешнему трубопроводу к плунжерному насосу ПН-40Р (канал «И»). Пройдя сетчатый фильтр насоса, топливо поступает к качающему узлу плунжерного насоса 2, где давление повышается до $P_{\text{раб}}=27,5 \pm 2,5 \text{ кгс/см}^2$. От плунжерного насоса топливо направляется: по трубопроводам в командный агрегат (КА-40) 1, к гидромеханизму 4 и к клапану противообледенения 5.

При запуске двигателя двухпозиционный датчик командного агрегата 1 направляет топливо по каналу «Е» под поршень клапана перепуска 3 воздуха из компрессора. При этом клапан будет открыт, и воздух от VI ступени компрессора перепускается в атмосферу. При достижении оборотов ротора турбокомпрессора $n_{\text{т.к}}=53 \pm 3\%$ двухпозиционный датчик командного агрегата 1 сообщает канал «Е» с каналом «В» и топливо из-под поршня клапана перепуска 3 сливается на вход в плунжерный насос 2. При выходе двигателя на рабочий режим от командного агрегата 1 по каналу 5 подается топливо под давлением $P_{\text{ком}}$, зависящим от оборотов ротора турбокомпрессора и температуры воздуха на входе в двигатель, для управления золотником гидромеханизма 4. Золотник перепускает топливо от насоса ПН-40Р с давлением $P_{\text{раб}}$ в ту или иную полость поршня, который через рычаги, тяги и механизм поворота лопаток разворачивает лопатки ВНА и направляющих аппаратов I—III ступеней на соответствующие углы. Кроме того, командный агрегат 1 в зависимости от оборотов турбокомпрессора по каналу «3» подает топливо с давлением $P_{\text{сигн}}$ к исполнительному механизму ИМ-40 для ограничения максимальной температуры газов перед турбиной компрессора.

Слив топлива из командного агрегата КА-40, исполнительного механизма ИМ-40 и из полости золотника гидромеханизма 4 производится на вход в плунжерный насос ПН-40Р. Слив топлива из клапана противообледенения 5, полостей поршня гидромеханизма 4 и просочившегося топлива из клапанов перепуска 3 производится на вход в насос-регулятор НР-40ВА (НР-40-ВГ).

8.2. ПЛУНЖЕРНЫЙ НАСОС ПН-40Р

Плунжерный насос ПН-40Р (рис. 8.2) установлен на коробке приводов. Насос получает вращение от ротора компрессора и предназначен для подачи топлива под давлением $P_{\text{раб}}$ в командный агрегат КА-40 и систему управления двигателем.

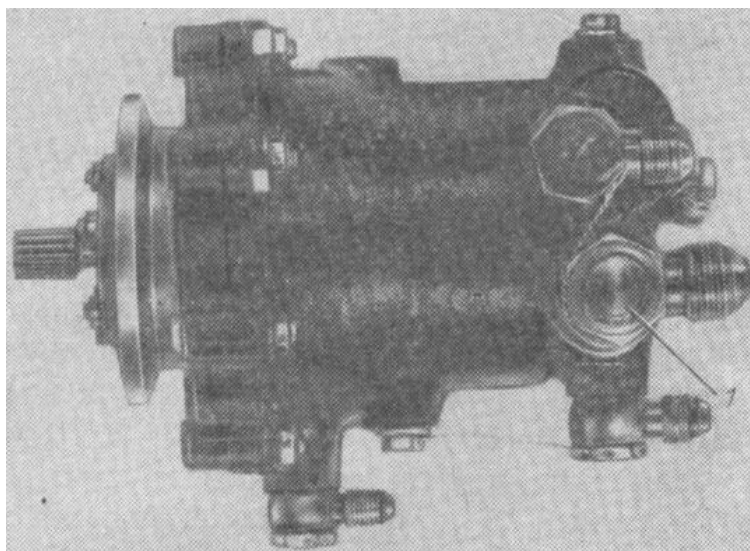


Рис. 8.2. Плунжерный насос ПН-40Р (внешний вид):

1 — штуцер с фильтром подвода топлива

Агрегат ПН-40Р (рис. 8.3) представляет собой насос высокого давления, состоящий из ротора 4, наклонной шайбы 2, закрепленной неподвижно, семи плунжеров 3 и плоского золотника 6. Ротор приводится во вращение рессорой 1 от коробки приводов. На входе в насос установлен топливный фильтр 5, а в магистраль высокого давления вмонтирован редукционный клапан 3, обеспечивающий заданное давление топлива на выходе из агрегата.

Топливо подается подкачивающим насосом из топливного бака вертолета в канал «А» агрегата.

Пройдя топливный фильтр 5, топливо попадает на вход к ротору 4 насоса, который в процессе работы повышает давление топлива и через канал Б подает его в командный агрегат КА-40.

Основным условием надежной работы агрегата является хорошая фильтрация топлива. Топливные баки вертолета должны заправляться топливом со степенью очистки 12—16 мкм. Входной фильтр 5 грубой очистки топлива служит для защиты качающего узла насоса от попадания случайных частиц.

Принцип действия насоса основан на том, что при вращении ротора 4 благодаря наклонному расположению шайбы 2 плунжеры 3 совершают возвратно-поступательные движения в своих гнездах, расположенных в роторе. При этом каждый плунжер засасывает в течение примерно полуоборота ротора топливо через всасывающее окно золотника 6 и нагнетает его в течение второго полуоборота через окно в линию высокого давления.

Редукционный клапан поддерживает на выходе из агрегата постоянное давление путем перепуска части топлива после качающего узла на вход в агрегат. Клапан 8 перемещается во втулке, нагружен слева пружиной 7 и давлением сливаемого топлива. Справа на торец клапана действует давление топлива за качающим узлом. Величина давления обеспечивается силой натяжения пружины 7. Если давление на выходе из агрегата начнет падать, клапан 8 под действием пружины 7 переместится вправо, перепуск топлива на слив уменьшится и давление восстановится до заданного. Если давление на выходе начнет повышаться, то клапан, преодолев усилие пружины, переместится влево и увеличит перепуск топлива на слив, при этом давление опять восстановится до заданного.

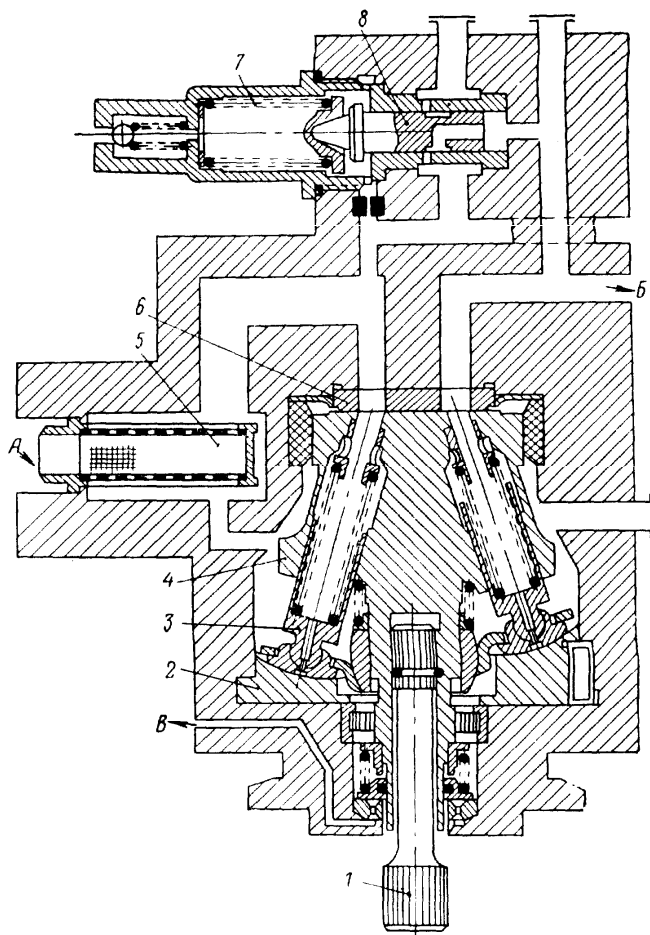


Рис. 8.3. Плунжерный насос ПН-40Р (конструктивная схема):

1 — рессора; 2 — шайба наклонная; 3 — плунжер; 4 — ротор; 5 — фильтр; 6 — золотник плоский; 7 — пружина; 8 — клапан редукционный; А — вход; Б — слив; В — дренаж

8.3. КОМАНДНЫЙ АГРЕГАТ КА-40

Командный агрегат КА-40 (рис. 8.4 и 8.5) установлен на коробке приводов, имеет привод от ротора компрессора и предназначен для управления двигателем путем выдачи гидравлических и электрических сигналов в систему управления.

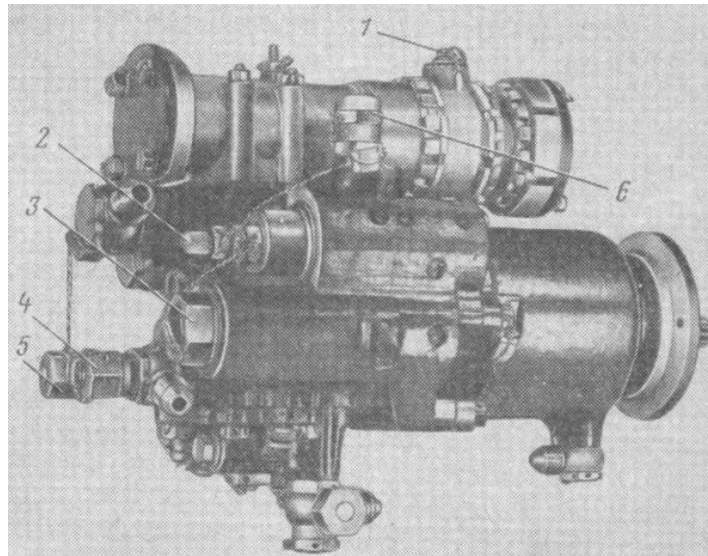


Рис. 8.4. Командный агрегат КА-40 (внешний вид с левой стороны):

1 — винт термокоррекции; 2 — винт регулирования числа оборотов закрытия клапанов перепуска воздуха; 3 — пробка фильтра; 4 — штуцер замера давления, подводимого к клапанам перепуска воздуха; 5 — штуцер замера командного давления; 6 — клапан стравливания воздуха

Командный агрегат обеспечивает:

- а) подачу командного давления ($P_{\text{ком}}$) к гидромеханизмам поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора по заданной программе в зависимости от числа оборотов ротора компрессора и температуры воздуха на входе в двигатель;
- б) подачу командного давления ($P_{\text{ком}}$) на ограничитель приведенных чисел оборотов ротора компрессора [в агрегат НР-40ВА (НР-40ВГ)];
- в) подачу сигнального давления ($P_{\text{сигн}}$) в клапан блокировки исполнительного механизма ИМ-40 при заданных оборотах ротора турбокомпрессора;
- г) подачу электрических сигналов на отключение стартера, включение регулятора тока генератора и включение противообледенительной системы на заданных числах оборотов ротора компрессора двигателя;
- д) подачу рабочего давления ($P_{\text{раб}}$) на исполнительный механизм перепуска воздуха из компрессора на заданных числах оборотов ротора компрессора двигателя.

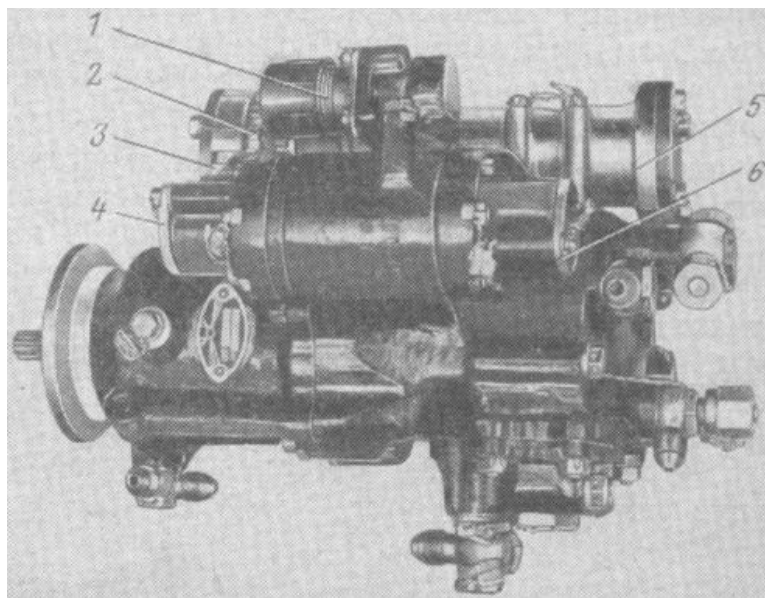


Рис. 8.5. Командный агрегат КА-40 (внешний вид с правой стороны):

1 — штепсельный разъем; 2 — контргайка фиксации фланца отвода воздуха; 3 — фланец отвода воздуха от термокомпенсатора; 4 — шайба регулировки включения регулятора тока; 5 — фланец подвода воздуха к термокомпенсатору; 6 — шайба регулировки включения блокировки противообледенительной системы и отключения стартера-генератора

Основными элементами командного агрегата КА-40 (рис. 8.6) являются: центробежный датчик чисел оборотов с приводной рессорой (рессора 1, грузики 2, вращающийся золотник 3); датчик полной температуры воздуха на входе в двигатель (теплоприемник 6, биметаллическая пластина 5, толкатель 7); датчик командного давления гидромеханизма (золотник 8, ползун 9, сильфон 16); двухпозиционный датчик (золотник 10 с пружиной); блок контактов (мембраны 21 и 26, пружина 24, шток 23, микровыключатели 20 и 25 с колодкой штепсельного разъема 22); фильтр 13; клапан 11 стравливания воздуха.

В агрегат КА-40 (в канал Д) топливо подается под постоянным давлением от плунжерного насоса ПН-40Р и по двум параллельным каналам поступает к двухпозиционному датчику и к сетчатому фильтру. Пройдя фильтр 13, топливо поступает к вращающемуся золотнику 3 центробежного датчика числа оборотов. От золотника 3 топливо под давлением, пропорциональным квадрату числа оборотов привода, подается к трем элементам агрегата — к мембране 21 блока электроконтактов, под золотник 10 двухпозиционного датчика и через систему жиклеров 19, 27 и 28 внутрь сильфона 16.

От фильтра 13 топливо под постоянным давлением проходит через жиклер 15, поступает в полость снаружи сильфона 16 и частично перепускается на слив по отверстиям в золотнике 8. Давление топлива за жиклером 15 (командное давление) определяется величиной давления внутри сильфона и положением конца биметаллической пластины 5. Топливо с командным давлением по каналу Г подается к гидромеханизмам поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора двигателя и к ограничителю приведенных оборотов ротора компрессора в агрегат НР-40ВА (НР-40ВГ).

В зависимости от частоты вращения привода агрегата золотник 10 двухпозиционного датчика перепускает топливо под рабочим давлением по каналу В на открытие клапанов перепуска воздуха из компрессора.

Сетчатый фильтр 13 агрегата КА-40 служит для защиты прецизионных скользящих пар и агрегата от попадания случайных частиц. В случае засорения фильтра топливо поступает в агрегат, минуя фильтр, через шариковый клапан, вмонтированный в корпус фильтра.

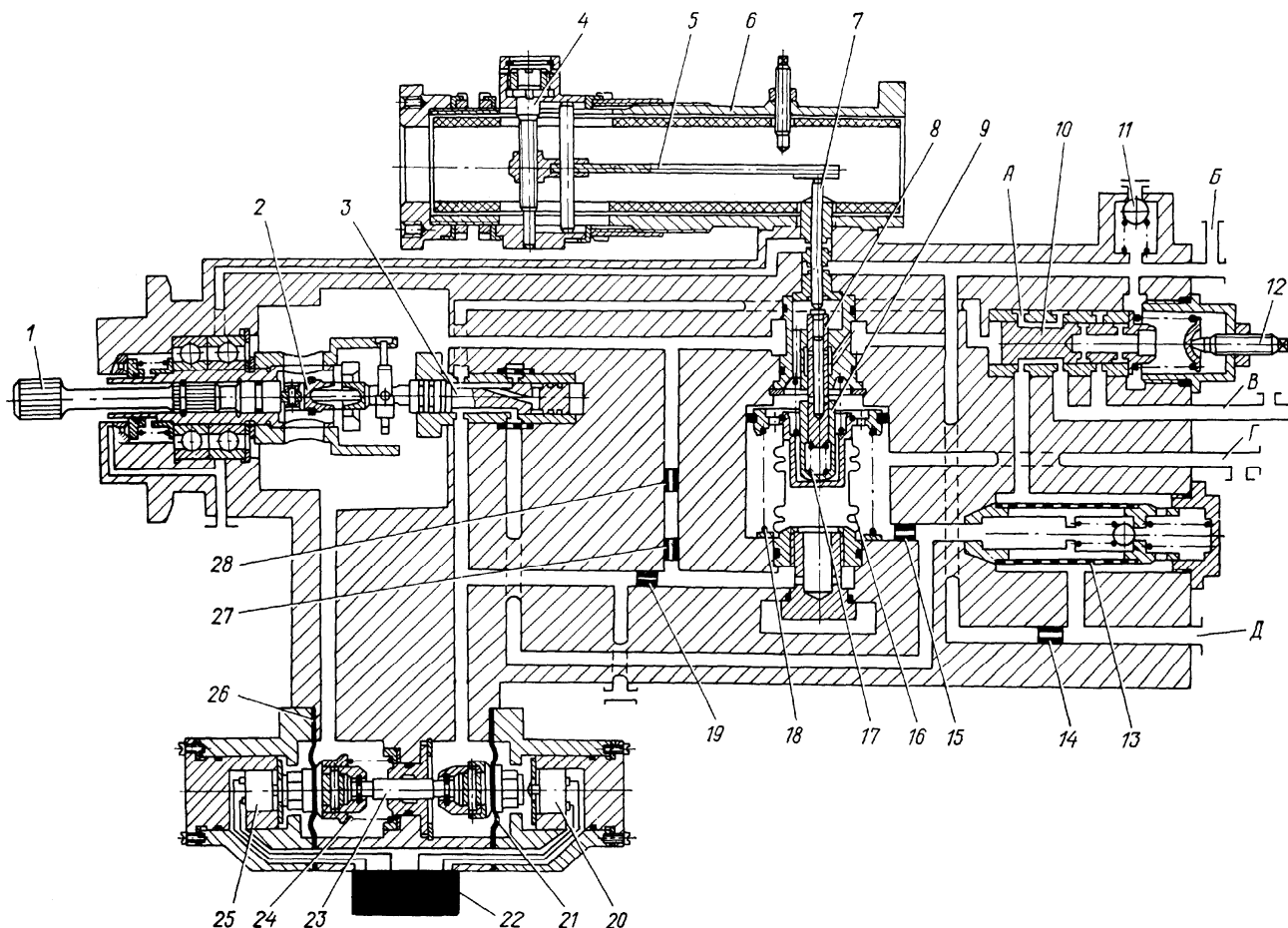


Рис. 8.6. Командный агрегат КА-40 (конструктивная схема):

1 — рессора; 2 — грузик; 3, 8 и 10 — золотники; 4 и 12 — винты регулировочные; 5 — пластина биметаллическая; 6 — теплоприемник; 7 — толкатель; 9 — ползун; 11 — клапан стравливания воздуха; 13 — фильтр; 14, 15, 19, 27 и 28 — жиклеры; 16 — сильфон; 17, 18 и 24 — пружины; 20 и 25 — микровыключатели; 21 и 26 — мембраны; 22 — штепсельный разъем; 23 — шток

8.3.1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ ДАТЧИК

Центробежный датчик числа оборотов ротора компрессора обеспечивает подвод топлива под давлением (пропорциональным квадрату числа оборотов привода) в блок электроконтактов, в двухпозиционный датчик и датчик командного давления (полость снаружи сильфона).

Вращающийся золотник 3 (см. рис. 8.6) датчика перемещается во втулке и нагружен слева центробежными силами, развиваемыми грузиками 2, и давлением слива. Справа золотник уравнивается редуцированным входным давлением топлива (P_n). Давление P_n подводится к торцу золотника через канал в золотнике и далее по диаметральному зазору. Подвод топлива по диаметральному зазору демпфирует давление в полости над торцом золотника. Если давление P_n создает силу большую, чем центробежная сила грузиков, то золотник переместится влево и рабочей кромкой будет прикрывать отверстия подвода входного давления во втулке до тех пор, пока сила от давления на торец золотника 3 не будет равна центробежной силе грузиков. При увеличении числа оборотов привода грузики 2 перемещают золотник 3 вправо, рабочая кромка золотника увеличивает открытие отверстий подвода входного давления до тех пор, пока сила от давления на торец золотника не уравнивает центробежную силу грузиков. Поэтому можно сделать вывод, что давление топлива за центробежным датчиком будет зависеть от частоты вращения ротора турбокомпрессора. Такое давление, как было сказано выше, называется сигнальным:

$$P_n = P_{\text{сигн}} = f(n_{\text{тк}}).$$

Так как центробежная сила грузиков пропорциональна квадрату оборотов, то и величина $P_{\text{сигн}}$ будет пропорциональна квадрату оборотов ротора турбокомпрессора.

8.3.2. БЛОК КОНТАКТОВ

Блок контактов предназначен для выдачи сигналов на отключение стартера и на включение противообледенительной системы. К штепсельному разъему 22 (рис.8.6) присоединены микровыключатели 25 включения регулятора тока и отключения пускового топлива и 20 отключения стартера и включения блокировки противообледенительной системы. Мембраны 21 и 26 отделяют микровыключатели от топливных полостей блока и воспринимают давление топлива.

На мембрану 26 действуют давление сливаемого топлива (на площадь мембраны) и сила натяжения пружины 24. Под действием этих сил мембрана 26 прижимает торец гайки к левой упорной шайбе и держит кнопку микровыключателя 25 в замкнутом положении. Посредством штока 23 мембрана 26 и пружина 24 связаны с мембраной 21, на площадь которой действует давление $P_{\text{сигн}}$. При достижении заданных чисел оборотов сила, действующая на мембрану 21, преодолев силу натяжения пружины 24, переместит мембрану 26 вправо и, освободив кнопку микровыключателя 25, выдаст сигнал на включение регулятора тока и отключение пускового топлива.

При дальнейшем нарастании давления $P_{\text{сигн}}$ мембрана 21 продолжает перемещаться вправо. При новом заданном значении числа оборотов торец гайки мембраны 21 дойдет до упора в правую шайбу и, нажав на кнопку микровыключателя 20, выдаст сигнал на отключение стартера и включение блокировки противообледенительной системы.

Регулировка моментов срабатывания микровыключателей производится их перемещением путем подбора по толщине шайб, прокладываемых под фланцы микровыключателей.

8.3.3. ДВУХПОЗИЦИОННЫЙ ДАТЧИК

Двухпозиционный датчик предназначен для выдачи гидравлических сигналов (рабочего давления топлива) в механизмы клапанов перепуска воздуха из компрессора при заданных физических числах оборотов ротора компрессора двигателя. При давлении в канале «В», равном входному давлению топлива, поступающему от агрегата ПН-40Р, перепуск открыт, а при давлении, равном сливному давлению, перепуск закрыт.

Золотник 10 датчика справа нагружен пружиной и давлением сливаемого топлива, а слева — давлением $P_{\text{сигн}}$. До заданной величины $P_{\text{сигн}}$ определяемой затяжкой пружины винтом 12, золотник 10 отсоединяет канал «В» от канала «Б» слива и подает в него (через наружную проточку «А» на золотнике) входное топливо из полости расположения фильтра — перепуск откроется.

На заданном числе оборотов при достижении соответствующего давления $P_{\text{сигн}}$ золотник сожмет пружину и переместится вправо до упора в пробку. При этом канал «В» отсоединится от канала входного топлива и сообщится через отверстия в золотнике с каналом «Б» слива — перепуск закроется.

8.3.4. ДАТЧИК ПОЛНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Датчик полной температуры воздуха на входе в двигатель предназначен для преобразования изменения температуры в поступательное движение толкателя 7 (см. рис. 8.6). Сигнал от датчика полной температуры передается в датчик командного давления, где суммируется с сигналом центробежного датчика. Датчик представляет собой биметаллическую пластину 5, консольно закрепленную в трубе теплоприемника 6, имеющей внутренний теплоизолятор.

Свободный конец пластины при изменении температуры перемещается: увеличение температуры приводит к изгибу пластины вверх, уменьшение температуры вызывает изгиб конца ее вниз (к сильфону 16). Перемещение конца пластины пропорционально изменению температуры. Ход толкателя 7 в заданном диапазоне изменения температуры зависит от рабочего плеча пластины, т. е. от расстояния между точкой контакта толкателя с пластиной и местом закрепления пластины; ход пластины пропорционален квадрату плеча пластины.

Толкатель 7 под действием пружины 17 постоянно находится в контакте с золотником 8.

8.3.5. ДАТЧИК КОМАНДНОГО ДАВЛЕНИЯ

Датчик командного давления предназначен для выдачи гидравлического сигнала (командного давления) в гидромеханизмы поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора и к ограничителю приведенных чисел оборотов ротора компрессора в агрегат НР-40ВА (НР-40ВГ) по заданной программе в зависимости от числа оборотов ротора компрессора и температуры воздуха на входе в двигатель.

Сильфон 16 нагружен снизу редуцированным давлением $P_{\text{сигн}}$ воздуха (внутри сильфона), пружиной 18 и сопротивлением деформации сильфона, а сверху — командным давлением $P_{\text{ком}}$ (снаружи сильфона) и пружиной 17.

При увеличении числа оборотов ротора компрессора двигателя давление внутри сильфона растет, но так как золотник 8 неподвижен (при постоянной температуре воздуха на входе в двигатель), ползун 9 прикрывает перепуск топлива под давлением на слив через отверстия в золотнике. Это вызывает увеличение давления $P_{\text{ком}}$, которое будет расти до тех пор, пока не уравнивается редуцированное давление $P_{\text{сигн}}$. Так как эти давления действуют на одну и ту же площадь, то прирост редуцированного $P_{\text{сигн}}$ вызывает равный прирост $P_{\text{ком}}$.

Характеристика функциональной зависимости $P_{\text{ком}} = f(n_{\text{тк}})$ при постоянной температуре $T_{\text{вх}}^*$ подбирается отношением площадей входного жиклера 19 и выходных жиклеров 27 и 28. При увеличении этого отношения наклон кривой характеристики увеличивается. Величина $P_{\text{ком}}$ определяется предварительной деформацией сильфона и пружин и регулируется винтом 4. При вращении винта по часовой стрелке пластина 5 перемещается вверх от сильфона и тем самым уменьшаются деформации сильфона и пружины 18. Это вызывает уменьшение давления $P_{\text{ком}}$. Винт 4 осуществляет параллельное смещение характеристики $P_{\text{ком}} = f(n_{\text{тк}})$ при постоянной температуре $T_{\text{вх}}^*$.

При уменьшении температуры воздуха на входе в двигатель датчик полной температуры перемещает толкатель 7 с золотником 8 вниз. Это приводит к уменьшению открытия отверстия в золотнике 8 перепуска топлива под давлением $P_{\text{ком}}$ на слив (т. е. к увеличению $P_{\text{ком}}$), и сильфон с поршнем занимают новое равновесное положение, соответствующее положению золотника 8.

Диапазон изменения $P_{\text{ком}}$ в зависимости от $T_{\text{вх}}^*$ при постоянных числах оборотов зависит от хода толкателя 7 и регулируется рабочим плечом пластины 5. Для увеличения диапазона изменения командного давления в зависимости от изменения температуры муфту с регулировочным винтом 4 и пластиной 5 перемещают влево. При этом увеличивается рабочее плечо пластины и конец ее в заданном диапазоне температур будет делать больший ход и, следовательно, $P_{\text{ком}}$ будет изменяться на большую величину. Для уменьшения диапазона муфту перемещают вправо.

Таким образом можно сделать вывод, что величина командного давления зависит как от оборотов ротора турбокомпрессора, так и от температуры воздуха на входе в компрессор. Причем, рост оборотов приводит к росту $P_{\text{ком}}$, а рост температуры — к снижению. Поэтому величина $P_{\text{ком}}$ определяется приведенными оборотами ротора турбокомпрессора: $P_{\text{ком}} = f(n_{\text{тк.пр}})$.

8.3.6. КЛАПАН СТРАВЛИВАНИЯ

Клапан 11 стравливания (см. рис. 8.6) предназначен для выпуска воздуха и паров топлива из внутренних полостей агрегата при заполнении топливной системы двигателя топливом. Для открытия клапана применяют специальное приспособление, с помощью которого нажимают на шарик клапана.

Жиклер 14 — вентиляционный. При заполнении системы двигателя топливом воздух и пары из агрегата ПН-40Р через жиклер 14 вытесняются к клапану 11.

8.4. ГИДРОМЕХАНИЗМЫ

Для поворота лопаток входного направляющего аппарата и направляющих аппаратов первых трех ступеней компрессора по обеим сторонам корпуса компрессора установлено по одному гидромеханизму (рис. 8.7). Каждый гидромеханизм имеет один ведущий и три ведомых рычага, соединенных между собой тягами. Ведущий рычаг соединен с поршнем 6 (рис.8.8), управляемым сервозолотником 11. Топливо с командным давлением, подаваемое агрегатом КА-40, подводится к штуцеру 14. Топливо с рабочим давлением подводится к штуцеру 13. Каналы 10 и 15 соединены со сливным каналом.

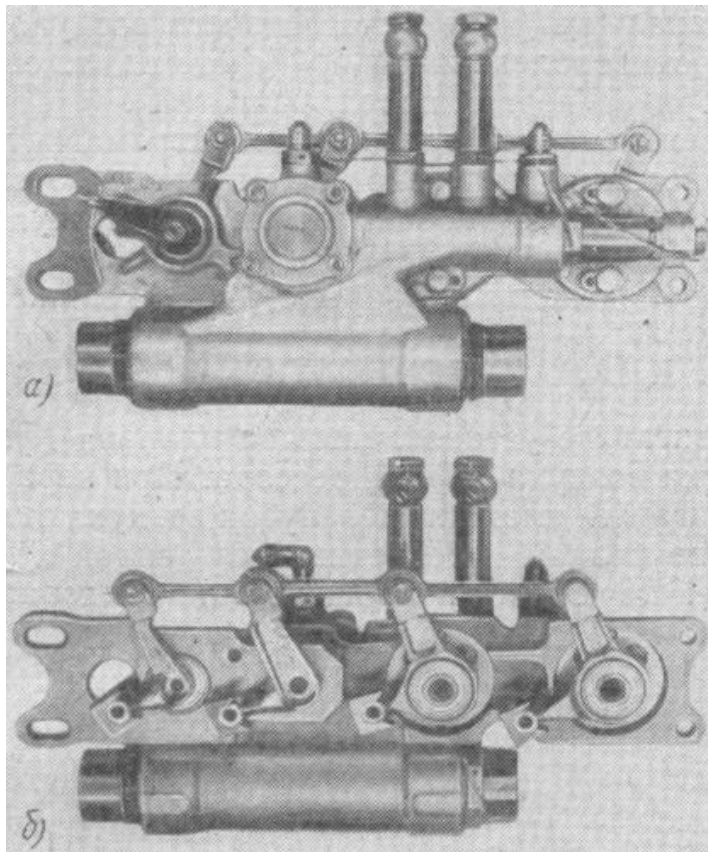


Рис. 8.7. Гидромеханизмы (внешний вид):

а — правый; б — левый

С увеличением командного давления сервозолотник 11 вместе с сервопоршнем 16, сжимая пружину 3, отходит влево, открывает вход топливу с рабочим давлением в правую полость поршня 6, а левую полость поршня соединяет со сливом. Поршень 6 начинает перемещаться влево, поворачивая против часовой стрелки ведущий рычаг 4 и сидящий с ним на одном валике профильный кулачок 9. Профильный кулачок 9 смещает гильзу 12 обратной связи вслед за сервозолотником 11.

С уменьшением командного Давления сервозолотник 11 под действием пружины движется вправо и топливо с рабочим давлением подается в левую полость поршня, а правая полость соединяется со сливом. Гильза 12 обратной связи всегда прижата командным давлением к кулачку 9 и перемещается вслед за сервозолотником 11.

Для визуального контроля за углом поворота гидромеханизма имеется стрелка 8, укрепленная на оси рычага направляющего аппарата III ступени компрессора, и шкала 7, которые показывают положение лопаток направляющих аппаратов I и II ступеней. Углы поворота лопаток входного направляющего аппарата и лопаток направляющего аппарата III ступени зависят от замеренного угла также как, отношение длины плеч соответствующих ведущих рычагов к длине плеч ведущих рычагов направляющих аппаратов I и II ступеней.

Для регулирования углов поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора по соответствующему командному давлению предусмотрен регулировочный винт 2 с контргайкой 1.

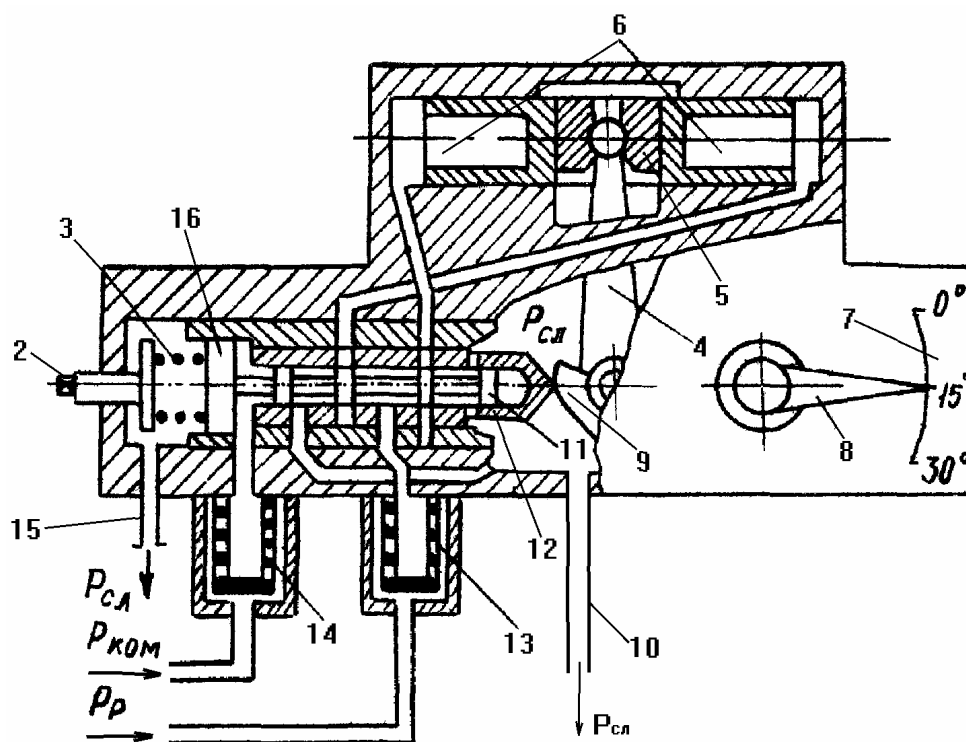
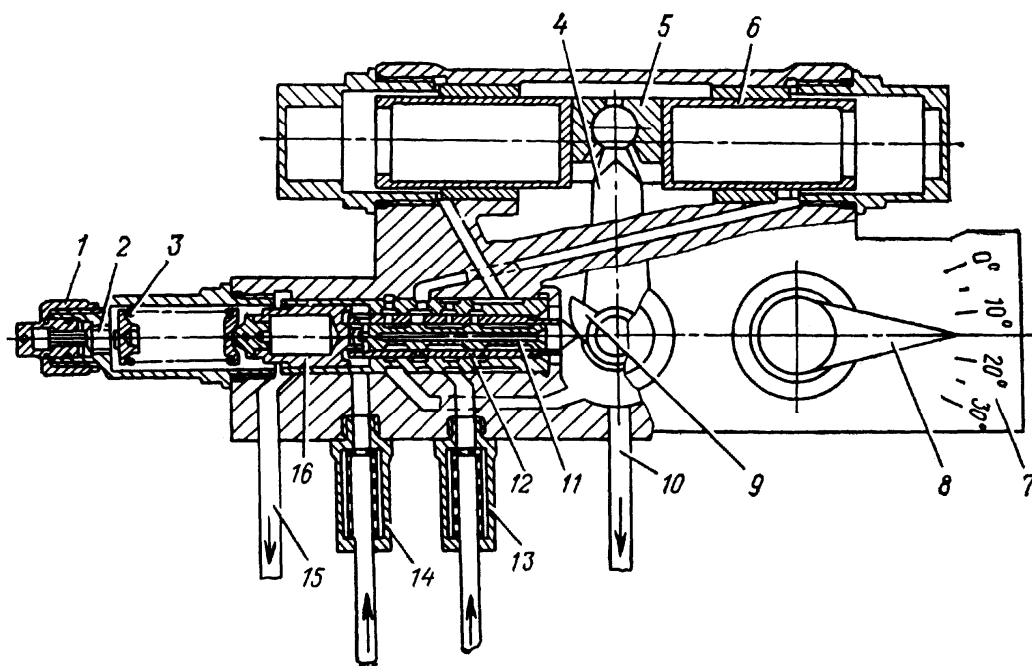


Рис. 8.8. Гидромеханизм (конструкция и конструктивная схема):

1 — контргайка; 2 — винт регулировочный; 3 — пружина; 4 — рычаг; 5 — ползун; 6 — поршень;
 7 — шкала; 8 — стрелка; 9 — кулачок профильный; 10 и 15 — каналы слива; 11 — сервозолотник;
 12 — гильза; 13 — штуцер подвода рабочего давления; 14 — штуцер подвода командного давления;
 16 — сервопоршень

8.5. КЛАПАН ПРОТИВООБЛЕДЕНИЯ

Клапан противообледенения (рис. 8.9) устанавливается на среднем корпусе компрессора с правой стороны двигателя и предназначен для перепуска горячего воздуха из-за компрессора в противообледенительную систему двигателя.

Клапан противообледенения (рис. 8.10) состоит из корпуса, поршневого и золотникового механизмов и электромагнитного клапана. Горячий воздух к клапану подводится по каналу «Л», а отводится по каналам «Б» и «Г».

Топливо к клапану подводится от плунжерного насоса ПН-40Р под рабочим давлением, создаваемым насосом, и поступает в клапан по каналу В.

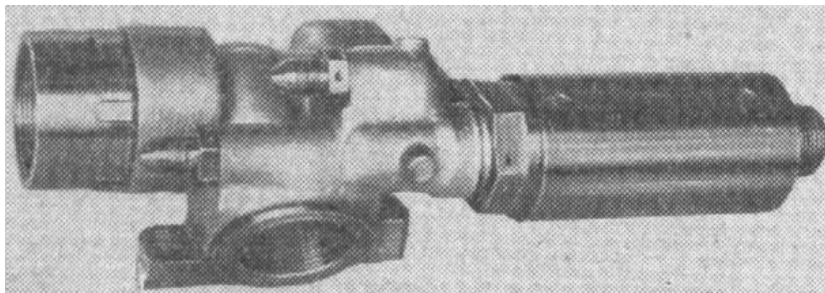


Рис. 8.9. Клапан противообледенения (внешний вид)

С двигателем № С94101082 на клапан противообледенения установлен топливный фильтр 6 для дополнительной очистки топлива под рабочим давлением подводимого от ПН-40Р.

По электрическому сигналу от системы сигнализации обледенения РИО-3 (установленной на вертолете) или вручную соленоид электромагнита 3 клапана перемещает золотник 4 влево и открывает доступ топливу из канала В в левую полость поршня 2, а правую полость поршня сообщает каналом Д со сливом. При этом поршень 2 вместе с обтекателем 1 переместится вправо и откроет канал для перепуска горячего воздуха в каналы противообледенительной системы, т. е. в каналы корпуса первой опоры двигателя.

При выключенном соленоиде электромагнитного клапана золотник 4 под действием пружины 5 смещен вправо, топливо с рабочим давлением поступает в правую полость поршня 2 и удерживает клапан противообледенения в закрытом положении.

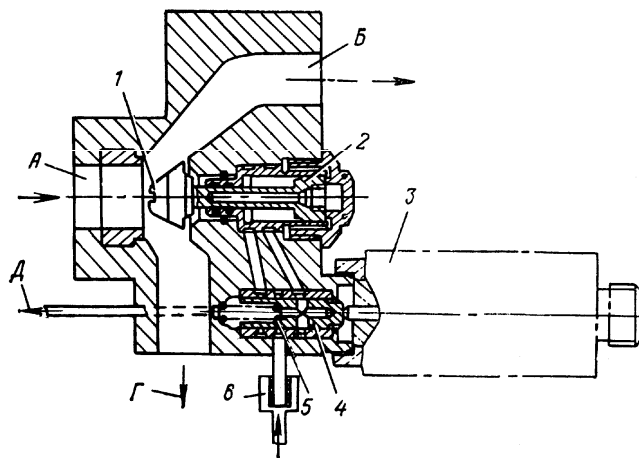


Рис. 8.10. Клапан противообледенения (конструктивная схема):

1 — обтекатель; 2 — поршень; 3 — электромагнитный клапан; 4 — золотник; 5 — пружина;
6 — фильтр топливный

8.6. КЛАПАН ПЕРЕПУСКА ВОЗДУХА

На двигателе установлены два клапана (рис. 8.11) перепуска воздуха из средних ступеней компрессора. При неработающем двигателе клапаны перепуска воздуха закрыты. Закрытие клапана обеспечивается силой пружины 3, воздействующей на поршень 2 и, следовательно, на клапан 1.

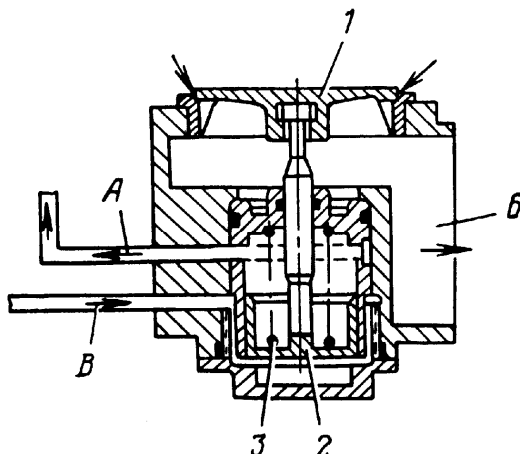


Рис. 8.11. Клапан перепуска воздуха (конструктивная схема):

1 — клапан; 2 — поршень; 3 — пружина

При запуске двигателя и создании давления в топливной системе топливо, из агрегата ПН-40Р через командный агрегат КА-40 под рабочим давлением через канал «В» поступает под поршень 2 клапана. Под действием топлива поршень 2 поднимается вверх и открывает соединенный с ним клапан 1 перепуска воздуха. При этом воздух из компрессора проходит по кольцевому каналу между клапаном и его седлом и отводится по каналу «Б».

Клапаны перепуска остаются открытыми от начала запуска двигателя до достижения ротором компрессора двигателя числа оборотов, равного $53 \pm 3\%$. При этих числах оборотов командный агрегат отключает подачу давления под поршень клапана перепуска, в результате чего поршень 2 под действием силы натяжения пружины 3 перемещается вниз и закрывает клапан 1 перепуска воздуха.

Каналом «А» клапан перепуска соединен с магистралью слива.

9. СИСТЕМА ЗАПУСКА

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАПУСКЕ ТВаД

Запуском называется процесс вывода двигателя из нерабочего состояния на режим самостоятельной устойчивой работы — режим малого газа. Для запуска газотурбинного двигателя необходимо:

а) раскрутить ротор турбокомпрессора до оборотов, при которых компрессор в состоянии всасывать, сжимать и подавать сжатый воздух в камеру сгорания, а турбина компрессора развивать мощность, достаточную для привода компрессора при допустимой температуре газа перед турбиной;

б) образовать топливовоздушную смесь в камере сгорания двигателя и обеспечить ее воспламенение и устойчивое сгорание.

Агрегат, который обеспечивает раскрутку ротора турбокомпрессора при запуске двигателя, называется пусковым устройством или стартером. На двигателе ТВ2-117 пусковым устройством является стартер-генератор ГС-18МО, который при запуске работает стартерным режимом (режиме электродвигателя). Для образования и воспламенения топливовоздушной смеси на камере сгорания двигателя установлены два пусковых воспламенителя с пусковыми форсунками и запальными свечами СП-18УА.

Наличие на двигателе свободной турбины, обеспечивающей привод несущего и рулевого винтов, накладывает определенный отпечаток на его запуск. Так, в начальный момент запуска, когда повышение давления в компрессоре незначительно, полное расширение газа происходит только в турбине компрессора. При этом ротор свободной турбины практически не вращается.

Увеличение оборотов турбокомпрессора сопровождается ростом степени повышения давления в компрессоре. Это приводит к увеличению перепада давления на свободной турбине, плавной раскрутке свободной турбины, а значит и несущего и рулевого винтов. Наличие свободной турбины исключает необходимость постановки муфты включения трансмиссии вертолета — устройства достаточно громоздкого, сложного и неотъемлемого для вертолетных поршневых и одновальных газотурбинных двигателей.

Минимальное число оборотов установившейся самостоятельной работы двигателя зависит от его пусковых характеристик. Под пусковыми характеристиками ТВаД обычно понимают зависимость мощности пускового устройства ($N_{СТ}$), потребной для вращения ротора турбокомпрессора, и мощности, развиваемой турбиной компрессора ($N_{Т.К.}$), от числа оборотов турбокомпрессора ($n_{Т.К.}$) при заданном законе изменения температуры газа перед турбиной.

Примерный вид пусковой характеристики двигателя показан на рис.9.1. Из рисунка следует, что самостоятельная работа двигателя невозможна при числе оборотов турбокомпрессора, меньше равновесных (n_p), что запуск двигателя возможен только с помощью мощного и действующего в течение относительно длительного промежутка времени источника энергии — стартера.

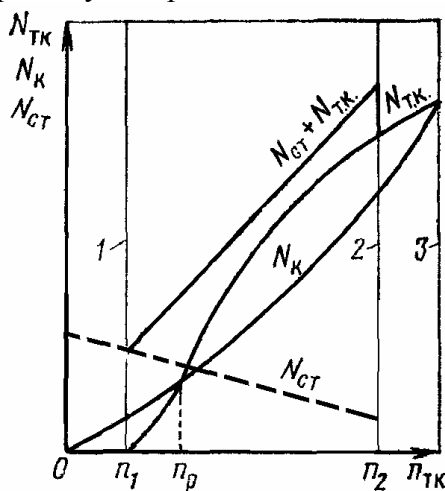


Рис. 9.1. Примерная пусковая характеристика газотурбинного двигателя:

$N_{СТ}$ — мощность, развиваемая стартером; $N_{Т.К.}$ — мощность, развиваемая турбиной компрессора;

$N_{К}$ — потребная мощность для вращения ротора компрессора;

1 — момент воспламенения рабочего топлива; 2 — момент отключения стартера; 3 — режим малого газа

Однако отключать стартер-генератор ГС-18МО из стартерного режима, при достижении ротором турбокомпрессора равновесных оборотов нельзя, так как при этих оборотах турбина не создает избытка мощности, необходимого для перехода на более высокие режимы. Незначительное же ухудшение условий работы двигателя, а также наличие ветра со стороны выходного устройства может привести к тому, что мощность, развиваемая турбиной, окажется меньше потребной и двигатель остановится.

Обороты отключения стартера должны быть такими, при которых мощность, развиваемая турбиной, становится достаточной для уверенного выхода двигателя на режим малого газа. Для обеспечения возможности перехода двигателя на рабочие режимы температура газа перед турбиной компрессора на режиме малого газа должна быть меньше максимально допустимой. Турбина компрессора начинает развивать положительный крутящий момент с начала подачи в двигатель рабочего топлива.

В соответствии с изложенным весь процесс запуска можно разделить на три основных этапа.

9.1.1. ПЕРВЫЙ ЭТАП

Первый этап продолжается с момента включения стартера-генератора ГС-18МО в стартерный режим работы ($n_{\text{тк}}=0$) до момента подачи в камеру сгорания и воспламенения в ней рабочего топлива ($n_{\text{тк}} = 17 \div 19\%$).

Раскрутка ротора турбокомпрессора на этом этапе осуществляется только стартером-генератором ГС-18МО.

9.1.2. ВТОРОЙ ЭТАП

Второй этап длится с момента, когда турбина компрессора начинает развивать положительный крутящий момент (n_1) до момента отключения стартера-генератора ГС-18МО (n_2). Раскрутка ротора турбокомпрессора на этом этапе осуществляется как стартером-генератором ГС-18МО, так и турбиной компрессора. Стартер-генератор ГС-18ГС на этом этапе работает в режиме сопровождения. Отключение ГС-18МО происходит при $n_{\text{тк}}=57 \div 63\%$.

9.1.3. ТРЕТИЙ ЭТАП

Третий этап продолжается с момента отключения стартера-генератора ГС-19МО (n_2) до момента выхода двигателя на режим малого газа ($n_{\text{мг}}$). Раскрутка ротора турбокомпрессора на этом этапе осуществляется только его турбиной. При работе двигателя на малом газе обороты турбокомпрессора должны быть равны $65^{+2}_{-1}\%$.

Как видно из вышесказанного, в запуске двигателя ТВ2-117 должны принимать участие несколько систем:

- электрическая система;
- система зажигания;
- пусковая топливная система.

Кроме запуска двигателя система запуска может осуществлять холодную прокрутку и ложный запуск.

Холодная прокрутка предназначена для удаления из проточной части двигателя остатков топлива после неудавшегося запуска, охлаждения деталей проточной части двигателя. При холодной прокрутке осуществляется раскрутка ротора турбокомпрессора без подачи топлива в камеру сгорания. При холодной прокрутке работает только электрическая система, система зажигания и топливная система не задействованы.

Ложный запуск, т.е. запуск без воспламенения топливовоздушной смеси, производится с целью проверки работы систем, участвующих в запуске, а также при проведении консервации и расконсервации двигателя. При ложном запуске работают электрическая и топливная системы, система зажигания не задействована.

9.2. ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ЗАПУСКА ТВаД

При использовании для раскрутки ротора турбокомпрессора ТВаД электрической системы в качестве пускового устройства (стартера) применяется стартер-генератор ГС-18МО, работающий в режиме электродвигателя. Источниками напряжения могут быть бортовые аккумуляторные батареи или наземные средства обеспечения электроэнергией.

Для сокращения продолжительности запуска двигателя стартер должен обеспечивать раскрутку ротора турбокомпрессора на первом этапе с большими угловыми ускорениями ($400 \div 600 \text{ с}^{-2}$). Кроме того, стартер должен сопровождать раскрутку ротора турбокомпрессора до частоты вращения $n_{\text{тк}} = 57 \div 63\%$ и при этом иметь своем валу достаточно большой момент для увеличения частоты вращения ротора.

Стартер-генератор ГС-18МО представляет собой шестиполусную электрическую машину постоянного тока с шунтовым возбуждением (рис.9.2,а). Такие электрические машины при работе в режиме электродвигателя имеют характеристики, представленные на рисунке 9.2,б.

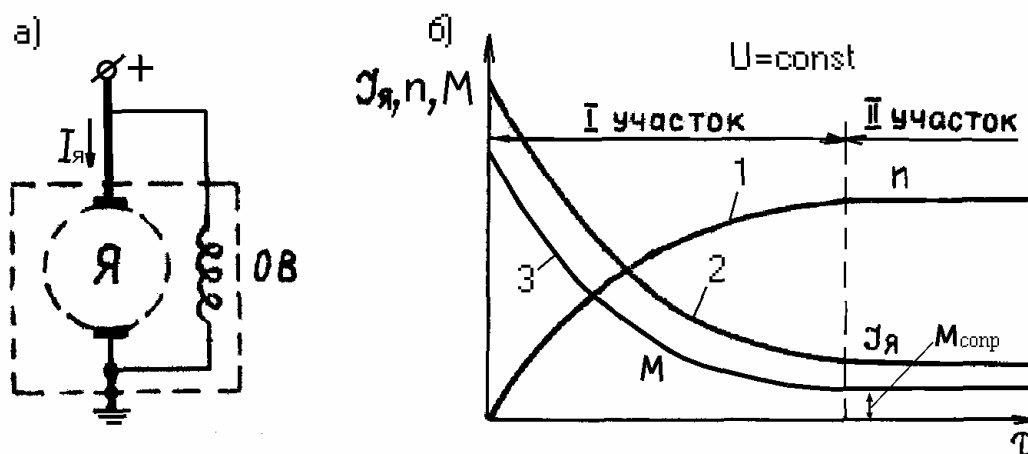


Рис. 9.2. Характеристики электродвигателя постоянного тока с шунтовым возбуждением:

- а) схема подключения якоря (Я) и обмотки возбуждения (ОВ);
б) скоростная 1, токовая 2 и моментная 3 характеристики пуска электродвигателя при постоянном значении напряжения источника питания ($U = \text{const}$);
 $I_{\text{я}}$ — ток, проходящий через якорь электродвигателя; n — частота вращения ротора электродвигателя;
 M — момент на валу электродвигателя; τ — время

На графиках (рис.9.2,б) можно выделить два участка: I участок неустановившегося переходного процесса и II участок установившихся параметров частоты вращения n и величины тока $I_{\text{я}}$. Из анализа графиков можно сделать выводы:

— сразу после подачи напряжения на электродвигатель ($\tau \approx 0$) происходит интенсивная раскрутка его ротора с большими угловыми ускорениями, электроток, проходящий через якорь максимален. В этот момент времени на валу электродвигателя максимальный крутящий момент и, следовательно, детали кинематически связанные с ротором электродвигателя, нагружены максимальными нагрузками. Большая величина тока якоря приводит к значительному тепловыделению в обмотках стартера;

— в процессе раскрутки ротора электродвигателя нагрузки, тепловыделение снижаются, но (в пределах I участка) снижается также интенсивность раскрутки ротора;

— на II участке величины $I_{\text{я}}$ и n стабилизируются, их дальнейшее увеличение при $U = \text{const}$ невозможно. На этом участке $M = M_{\text{собр}}$, т.е. вся энергия, подводимая к стартеру, расходуется на нагрев обмоток, преодоление сил трения в подшипниках и др.

Из сказанного можно сделать выводы:

— первоначально к стартеру необходимо подавать пониженное напряжение, это снизит нагрузки на его детали, нагрев обмоток;

— по мере раскрутки ротора необходимо увеличивать подаваемое к стартеру напряжение или не допускать падения величины тока, проходящего через якорь стартера.

Пониженное напряжение к стартеру можно подавать, включив последовательно с ним добавочное

сопротивление (R_0) (рис.9.3,а). На этом сопротивлении происходит падение напряжения и, следовательно, к starterу будет подаваться пониженное напряжение. Затем в соответствии с программой запуска это сопротивление выключается из работы (шунтируется) при подаче напряжения на контактор К6.

Еще одним способом изменения напряжения, подаваемого к starterу, является изменение схемы включения источников постоянного тока, например, аккумуляторных батарей. На рисунке 9.3,б видно, что при нижнем положении контактов (контактор К5 обесточено) батареи Ак₁ и Ак₂ включены параллельно. Так как напряжение на каждой из батарей равно 24 В, то к starterу будет подаваться такое же напряжение 24 В. При подаче напряжения на К5 контакты занимают верхнее положение — аккумуляторные батареи будут включены последовательно и к starterу будет подаваться напряжение 24+24=48 В.

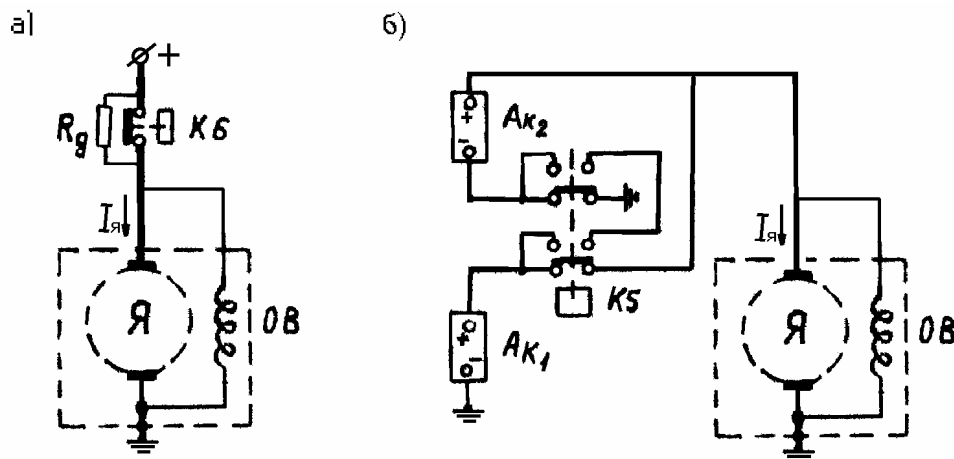


Рис. 9.3. Способы изменения напряжения, подаваемого к starterу:

а) — включением добавочного сопротивления (R_0);

б) — изменением схемы включения аккумуляторных батарей (Ак₁ и Ак₂)

Для сохранения величины тока, проходящего через якорь starterа, включение starterа осуществляется через регулятор тока. На вертолете Ми-8 применен угольный регулятор тока РУТ-600Д.

РУТ-600Д обеспечивает поддержание постоянной мощности starterа при запуске двигателя. Регулятор включается в схему на I участке работы электродвигателя (starterа), когда по токовой обмотке 8 (рис. 9.4) протекает ток большой величины. Под действием магнитного поля, создаваемого током обмотки 8, якорь 3, преодолевая сопротивление пружины 4, сжимает угольный столбик 1. В результате этого по обмотке возбуждения starterа (ОВ) будет протекать ток определенной величины и создается магнитный поток. По мере возрастания скорости вращения увеличивается противоэлектродвижущая сила якоря starterа. Ток в цепи якоря будет уменьшаться ($I_я \downarrow$), что приведет к уменьшению магнитного потока обмотки 8. Следовательно, якорь 3 будет сжимать угольный столбик 1 с меньшей силой, сопротивление столбика увеличится, а ток в цепи возбуждения starterа и магнитный поток уменьшатся. Это вызовет увеличение тока, проходящего через якорь starterа ($I_я \uparrow$), и скорости вращения ротора starterа.

Таким образом, регулятор тока РУТ-600Д, поддерживая потребляемый якорем starterа ток постоянным ($I_я = \text{const}$), поддерживает мощность starterа неизменной. Управляющая обмотка 7 и сопротивление 11 предназначены для коррекции тока якоря по напряжению источника питания. Стабилизирующая обмотка 6 обеспечивает устойчивую работу РУТ (без колебаний) при переходных процессах.

Регулятор тока может быть выключен из работы при замыкании контактов К7, при этом угольный столбик шунтируется и РУТ-600Д не влияет на работу starterа.

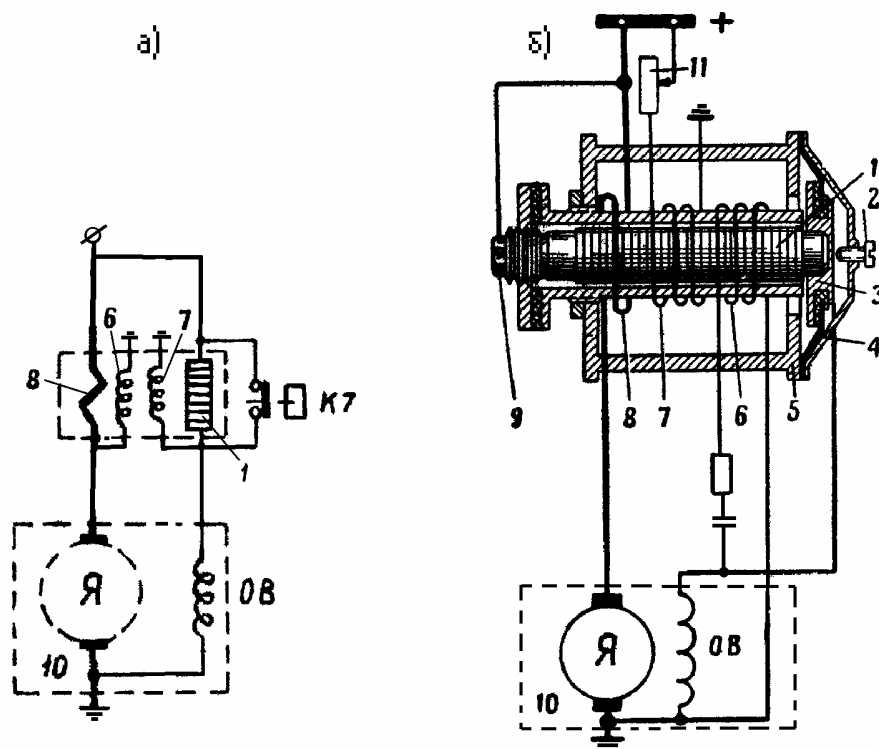


Рис. 9.4. Принципиальная электрическая (а) и конструктивная схемы регулятора тока:

1— угольный столбик; 2— упорный винт; 3— якорь; 4— пружина; 5— магнитопровод;
 6— стабилизирующая обмотка; 7— управляющая обмотка; 8— токовая (рабочая) обмотка;
 9— контактный винт; 10— электростартер; 11— регулировочное сопротивление

9.3. СИСТЕМА ЗАПУСКА

9.3.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ ЗАПУСКА

Система запуска двигателей ТВ2-117 на вертолете Ми-8 обеспечивает:

- автоматический запуск на земле и в полете;
- холодную прокрутку ротора турбокомпрессора;
- ложный запуск;
- прекращение процесса запуска.

Запуск может быть осуществлен:

- а) от шести бортовых аккумуляторных батарей 12САМ-28;
- б) от аэродромного источника питания;

При запуске двигателя ТВ2-117 принимать участие несколько систем:

- электрическая система;
- система зажигания;
- топливная система.

При запуске от аккумуляторных батарей без их подзарядки разрешается производить не более 5 запусков. Продолжительность запуска при использовании аккумуляторных батарей не более 50 с, аэродромного источника питания — не более 40 с.

9.3.2. АГРЕГАТЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ЗАПУСК ДВИГАТЕЛЯ*

К агрегатам электрической системы (рис.9.5), участвующим в процессе запуска двигателей, относятся:

- стартеры-генераторы постоянного тока (ГС-18МО), по одному на каждый двигатель;
- пусковая панель (ПСГ-15), одна панель на оба двигателя;
- шесть аккумуляторных батарей (12САМ-28), разбитых на две группы (АК₁ и АК₂);
- две аэродромные розетки (ШРАП-500), обозначенные на рис. 9.5 АР₁ и АР₂;
- переключающие контакторы и блокировочные реле.

**Электрическая система запуска входит в состав более сложной системы электропитания и запуска (СПЗ-15). В данном пособии будет рассмотрено только ее работа при запуске двигателя*

Размещение агрегатов СПЗ-15 см. на рисунке 15 приложения.

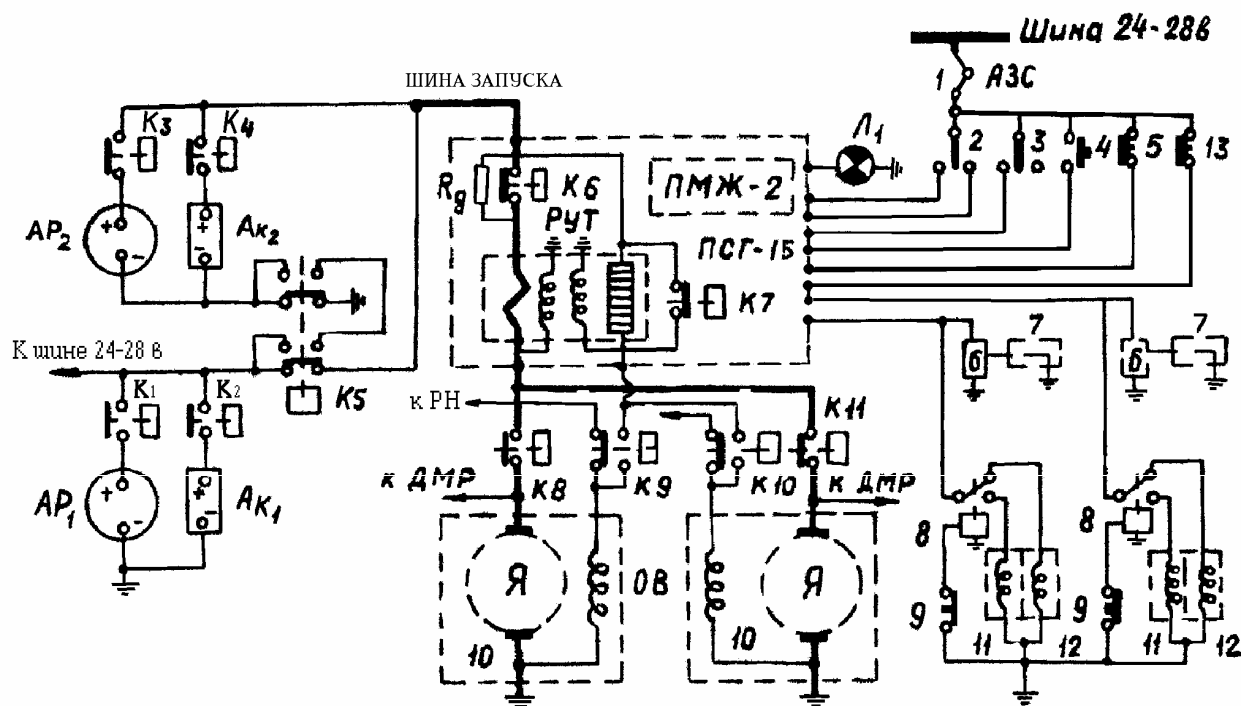


Рис. 9.5. Электрическая схема питания и запуска двигателя ТВ2-117 на вертолете Ми-8 (упрощенная):

AP_1 и AP_2 — розетки аэродромного питания; AK_1 и AK_2 — бортовые аккумуляторные батареи; K_1 и K_2 — силовые контакторы; $ПСГ-15$ — пусковая панель; $Л_1$ — световое табло «Автомат включен»; 1 — автомат защиты сети «Зажигание»; 2 — переключатель «Запуск — Холодная — прокрутка»; 3 — переключатель выбора запускаемого двигателя; 4 — кнопка «Запуск»; 5 — кнопка «Прекращение запуска»; 6 — агрегат зажигания; 7 — запальная свеча; 8 — реле включения клапанов подачи пускового топлива, продувки и регулятора тока; 9 — контакт №1 агрегата КА-40; 10 — стартер-генератор ГС-18МО; 11 — электроклапан продувки; 12 — электроклапан подачи пускового топлива; 13 — контакт №2 агрегата КА-40 (ДМР, РН — агрегаты, обеспечивающие питание бортовой сети вертолета постоянным током)

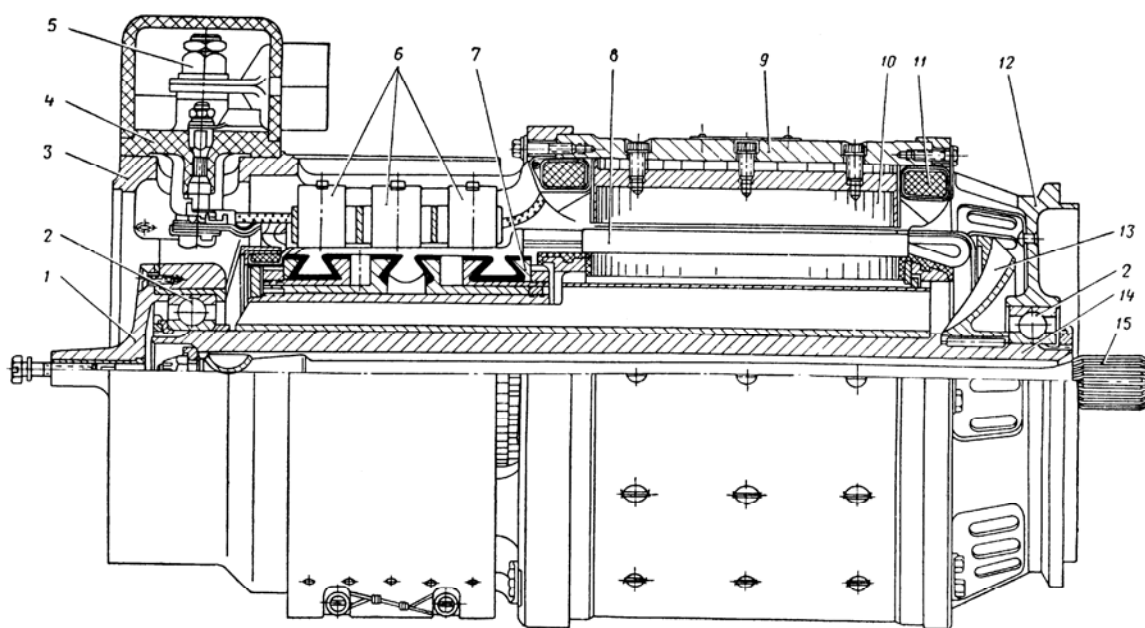


Рис. 9.6. Стартер-генератор ГС-18МО (разрез):

1 — фланец; 2 — шарикоподшипники; 3 — щит со стороны патрубка; 4 — клеммная панель; 5 — клеммные болты; 6 — щетки; 7 — коллектор; 8 — якорь; 9 — корпус; 10 — полюс; 11 — шунтовая обмотка возбуждения; 12 — щит со стороны привода; 13 — крыльчатка вентилятора; 14 — полный вал якоря; 15 — приводной гибкий вал

9.3.2.1. СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОР ГС-18МО

Стартер-генератор ГС-18МО (рис. 9.6 и 9.7) представляет собой шестиполюсную электрическую машину постоянного тока с шунтовым возбуждением теплостойкого исполнения. Охлаждение стартера-генератора принудительное — от вентилятора вертолета, с полным напором охлаждающего воздуха на входе в патрубок стартера-генератора, не менее 400 мм вод. ст.

Стартер-генератор предназначен для раскрутки ротора турбокомпрессора двигателя при запуске. При раскрутке ротора стартер-генератор работает как электродвигатель постоянного тока (стартерный режим)

В стартерном режиме стартер-генератор ГС-18МО обеспечивает мощность на валу двигателя до 26 кВт. Направление вращения — левое.

Стартер-генератор установлен на задней крышке коробки приводов и связан с валом ротора компрессора зубчатой передачей.

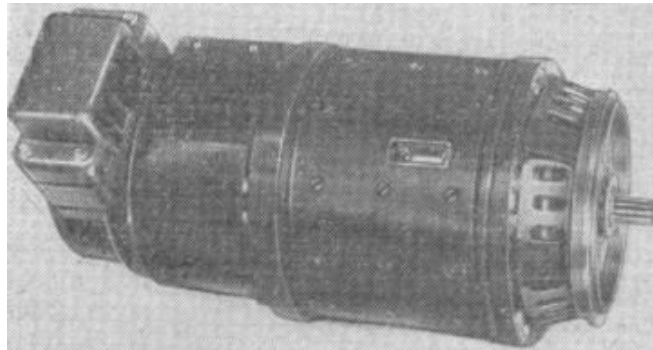


Рис. 9.7. Стартер-генератор ГС-18МО (внешний вид)

9.3.2.2. ПУСКОВАЯ ПАНЕЛЬ ПСГ-15

Пусковая панель ПСГ-15 (см. рис. 9.5) предназначена для автоматического управления запуском двигателя вертолета. В системе СПЗ-15 панель обеспечивает запуск двигателей на земле и в полете, холодную прокрутку двигателя, ложный запуск и прекращение процессов запуска, как от аэродромных источников питания, так и от аккумуляторов, установленных на борту вертолета.

Панель представляет собой комплект элементов, размещенных на литом алюминиевом основании и закрытых штампованной алюминиевой крышкой, крепящейся к основанию винтами. Внутри панели смонтированы программный механизм (ПМЖ-2), регулятор тока (РУТ-600Д), добавочное сопротивление (R_d) и контакторы управляющие работой схемы (К6, К7).

Программный механизм ПМЖ-2 представляет собой моторное реле времени, предназначенное для управления процессом запуска по времени. Началом отсчета временной программы считается нажатие летчиком кнопки «Запуск». После этого включается в работу механизм ПМЖ-2 и в определенные моменты времени выдает в систему запуска электрические сигналы. Программный механизм состоит из следующих основных элементов (рис.9.8):

- электродвигателя постоянного тока (1), снабженного регулятором скорости вращения;
- редуктора (2), обеспечивающего вращение вала;
- профильных кулачков (3), жестко закрепленных на валу (4);
- микровыключателей (6);
- рычагов (5), обеспечивающих включение и выключение микровыключателей в соответствии с профилем кулачков;

Кулачки установлены на валу таким образом, что при определенном положении вала через рычаги замыкают и размыкают контакты различных микровыключателей. Это позволяет при стабильной угловой скорости вращения электродвигателя выдавать в систему электрические сигналы по времени от начала отработки программы запуска.

Программа работы панели рассчитана на 40-секундный цикл запуска.

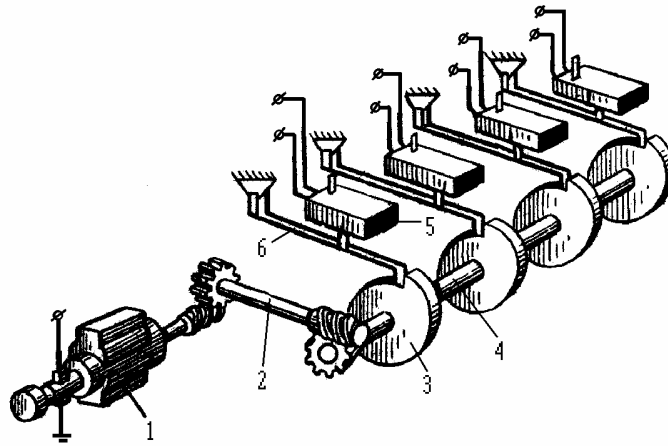


Рис.9.8. Принципиальная схема программного механизма управления запуском двигателя:

1— электродвигатель; 2— редуктор; 3— кулачек; 4— вал; 5— микровыключатель; 6— рычаг

9.3.3. СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ

Система зажигания обеспечивает воспламенение топливовоздушной смеси в камере сгорания при запуске двигателя на земле и в полете. Состав системы зажигания:

- два агрегата зажигания СКНА-22-2А, по одному на каждый двигатель;
- четыре полупроводниковые свечи зажигания СП-18УА, по две на каждый двигатель.

9.3.3.1. АГРЕГАТ ЗАЖИГАНИЯ СКНА-22-2А

Агрегат зажигания СКНА-22-2А установлен на вертолете (рис.9.9). Он представляет собой низковольтную конденсаторную систему зажигания, которая является источником электрической энергии, необходимой для образования электрического разряда, между электродами запальной свечи.

В основу работы агрегата положен принцип накопления электрического заряда на накопительном конденсаторе, пробой газонаполненного разрядника и мгновенного разряда накопленной энергии по полупроводниковому слою запальной свечи. С целью предотвращения выхода из строя агрегата при превышении нормы пробивного напряжения свечи в систему введен активизатор.

Пробивное напряжение разрядника $1,5 \div 2,5$ кВ, количество разрядов на свечах при напряжении питания агрегата 27 ± 1 В от 6 до 31 в секунду.

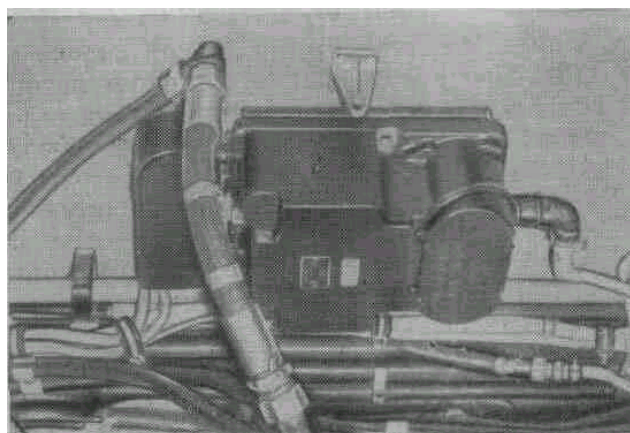


Рис. 9.9. Установка агрегата зажигания СКНА-22-2А в двигательном отсеке

Конструктивно агрегат зажигания состоит из двух одинаковых блоков, выполненных в общем корпусе. Каждый блок (рис.9.10) включает в себя индукционные катушки W_1 и W_2 , прерыватель $Пр$ с искрогасящим конденсатором $Сн$, блок селеновых выпрямителей $ВС$, накопительный конденсатор $Сн$ с

шунтирующим сопротивлением R_n , газонаполненный разрядник P и активизатор, представляющий собой колебательный контур с конденсаторами C_{1a} и C_{2a} , индукционными катушками W_{1a} и W_{2a} и сопротивлением R_a .

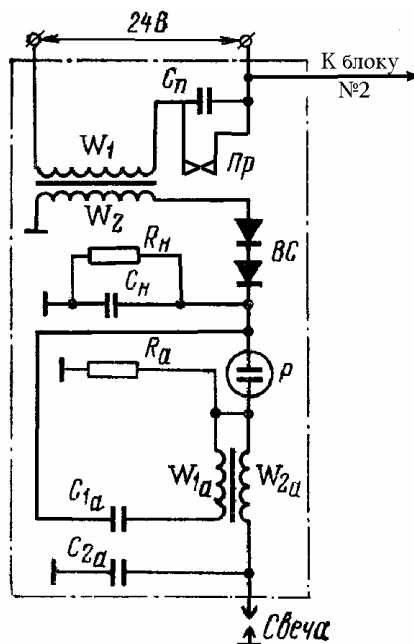


Рис. 9.10. Принципиальная схема блока агрегата зажигания СКНА-22-2А:

C_n — конденсатор прерывателя; $Пр$ — прерыватель; W_1 и W_2 — первичная и вторичная индукционные катушки; $ВС$ — выпрямитель селеновый; R_n и C_n — сопротивление и конденсатор накопительного устройства; P — разрядник; W_{1a} и W_{2a} — первичная и вторичная индукционные катушки активизатора; C_{1a} , C_{2a} и R_a — конденсаторы и сопротивление активизатора

В процессе запуска при нажатии кнопки «Запуск» подается питание на первичную обмотку W_1 . Так как контакты прерывателя $Пр$ замкнуты, то ток, проходя через витки обмотки, создает электромагнитное поле, намагничивающее сердечник катушки. Намагниченный сердечник, преодолевая силу упругости пружины подвижного контакта, притягивает его и размыкает первичную цепь. При размыкании цепи ток в ней исчезает и происходит размагничивание сердечника катушки. Пружина возвращает подвижный контакт в исходное положение, цепь замыкается, и процесс повторяется.

Таким образом, по первичной обмотке W_1 катушки проходит пульсирующий ток, который наводит в сердечнике переменный магнитный поток. Этот магнитный поток, пересекая витки катушки W_1 и W_2 , наводит в них электродвижущие силы, соответственно e_1 и e_2 . Величина e_2 пропорциональна коэффициенту трансформации и величине электродвижущей силы e_1 :

$$e_1 = e_2 \cdot \frac{W_2}{W_1}.$$

Процесс размыкания и замыкания контактов прерывателя $Пр$ повторяется частотой 600÷1000 циклов в секунду. В результате наведения в индукционной катушке W_2 э. д. с. по ней через блок селеновых выпрямителей $ВС$ течет ток, который заряжает накопительный конденсатор C_n . Через каждые 50÷150 циклов прерывателя $Пр$ индукционной катушки W_1 накопительный конденсатор C_n заряжается до напряжения 1500÷2000 В, достаточного для пробоя разрядника P . В процессе разряда конденсатора C_n в цепи активизатора возбуждаются высокочастотные колебания и в индукционной катушке W_{2a} трансформируется напряжение, достаточное для пробоя искрового промежутка свечи.

9.3.3.2. ЗАПАЛЬНАЯ СВЕЧА СП-18УА

Запальная свеча СП-18УА (рис. 9.11) предназначена для воспламенения топливовоздушной смеси емкостным разрядом высокой мощности, протекающим между ее электродами по полупроводниковому слою. Свеча СП-18УА представляет собой полупроводниковую, экранированную свечу-угольник с керамической изоляцией и фланцевым креплением.

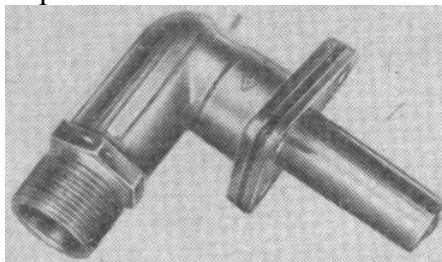


Рис. 9.11. Запальная свеча СП-18УА (внешний вид)

Свеча СП-18УА состоит из трех узлов (рис.9.12): корпуса свечи 1, корпуса угольника 2 и контактного устройства 6.

Корпус свечи 1 — основной рабочий элемент, который преобразовывает электрическую энергию агрегата зажигания в тепловую, выделяемую в виде конденсаторного разряда на торце «А», имеющем полупроводниковое покрытие.

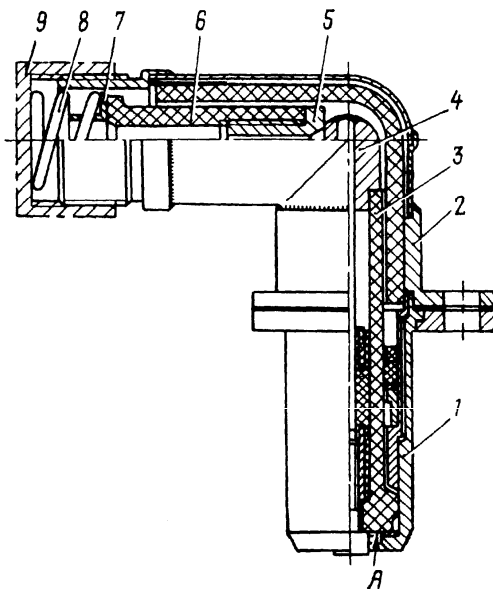


Рис. 9.12. Запальная свеча СП-18УА (разрез):

1 — корпус свечи; 2 — корпус угольника; 3 — изолятор центрального электрода; 4 — контактная головка; 5 — контактная втулка; 6 — контактное устройство; 7 — втулка 8 — пружина; 9 — защитный колпачок

Корпус угольника 2 с контактным устройством 6 служит для закрепления высоковольтного провода и осуществления надежного электрического контакта между проводом и центральным электродом свечи, а также для придания нужного изгиба при монтаже на двигателе. При подаче напряжения на центральный электрод ток поступает по полупроводниковому слою к корпусу свечи. При прохождении тока через полупроводниковый слой последний ионизируется и при достижении напряжения в 1000÷2000 В происходит сильный искровой разряд по кольцевому рабочему зазору свечи.

При установке свечи в систему зажигания вместо защитного колпачка 9 на свечу навертывается накидная гайка экранирующего шланга, которая через пружину 8, втулку 7 и контактное устройство 6 поджимает контактную втулку 5 к контактной головке 4 свечи.

Свечи смонтированы в пусковых воспламенителях, установленных на наружном корпусе диффузора камеры сгорания. С агрегатом зажигания свечи соединены высоковольтными проводами, заделанными в экранирующие шланги.

9.3.4. ПУСКОВАЯ ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

При подаче топлива в камеру сгорания при запуске двигателя работают агрегаты топливной системы двигателя и камеры сгорания:

- два пусковых воспламенителя;
- рабочие форсунки камеры сгорания;
- блок электромагнитных клапанов;
- насос-регулятор НР-40ВА (НР-40ВГ).

Описание конструкции и работы агрегатов пусковой топливной системы приведено в пособиях «Камера сгорания двигателя ТВ2-117» и «Топливная система двигателя ТВ2-117».

9.3.5. РАБОТА СИСТЕМЫ ЗАПУСКА ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

Перед запуском двигателя необходимо в соответствии с эксплуатационной документацией подготовить площадку, на которой расположен вертолет, проверить внешнее состояние вертолета, подготовить к запуску кабину вертолета.

При запуске двигателя от аэродромного источника питания к розеткам штепсельных разъемов ШРАП-500К (АР₁ и АР₂) (рис.9.5) подключаются вилки аэродромного источника. При этом контакты контакторов К1 и К3 замыкаются, К2 и К4 размыкаются, обеспечивая отключение бортовых аккумуляторных батарей от бортсети, и бортсеть питается от аэродромного источника.

При отключении вилок аэродромного источника контакторы К1, К2, К3, К4 автоматически подключают аккумуляторные батареи на бортсеть вертолета.

Исходное положение контактов и агрегатов системы пред запуском двигателя:

- контакты К1, К2, К3, К4 обеспечивают подключение к бортовой сети вертолета аэродромного источника или аккумуляторных батарей;
- контакты контактора К5 находятся в нижнем положении, источники электроэнергии соединены параллельно, на шину запуска подается напряжение 24 В;
- контактор К6 обесточен, его контакты разомкнуты, последовательно со стартерами включено добавочное сопротивление (R_д);
- контактор К7 обесточен, его контакты замкнуты, угольный столб регулятора тока РУТ-600Д зашунтирован, РУТ-600Д в работе не участвует;
- контакторы К8 и К11 обесточены, их контакты разомкнуты, стартеры не соединены с шиной запуска;
- контакторы К9 и К10 обесточены, замкнуты их левые контакты, стартеры не соединены с ПСГ-15;
- контакт №1 агрегата КА-40 (поз.9) не замкнут, контакты реле (поз.8) находятся в верхнем положении, электроклапан пускового топлива (поз.12) соединен с ПСГ-15, но до начала запуска напряжение на обмотку клапана не подается и он остается закрытым;
- контакт №2 агрегата КА-40 /3 замкнут, на панель ПСГ-15 может быть подано напряжение 24 (28) В при включении АЗС I;
- программный механизм ПМЖ-2 находится в исходном положении;
- рычаг управления стоп-краном находится в положении «Закрыто» *, канал подачи топлива к рабочим форсункам камеры сгорания перекрыт;
- ручка «Шаг-газ» находится в нижнем положении, коррекция «Левая», при этом регулятор оборотов насоса НР-40 настроен на режим работы двигателя «Малый газ» *;
- несущий винт заторможен, при этом концевой выключатель, установленный рядом с ручкой тормоза НВ блокирует включение системы запуска*.

Непосредственно перед запуском двигателя необходимо растормозить несущий винт, разблокировав этим включение системы запуска, включить АЗС «Зажигание» и другие выключатели и АЗС необходимые для запуска двигателей.

* См. пособие «Система управления вертолета Ми-8»

Управление запуском двигателей осуществляется с помощью пульта, расположенного на средней панели электропульты в кабине экипажа (рис.9.13). Для включения в работу системы запуска необходимо установить переключатель 1 «Прокрутка-запуск» в положение «Запуск», переключатель 3 «Запуск двигателей» в положение «Лев.» или «Прав.» и на 2÷3 с нажать кнопку 2 «Запуск». Для обеспечения подачи топлива в двигатель после загорания табло 4 «Автомат включен» перевести рычаг управления стоп-краном в положение «Открыто» (вперед). Соответствующие переключатели обозначены на рис. 9.5 поз 2—5.

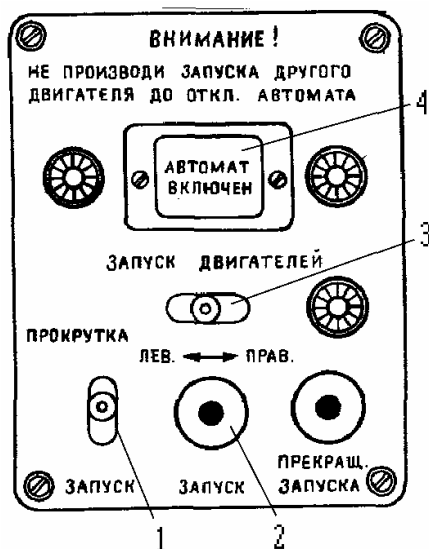


Рис. 9.13. Пульт управления запуском двигателей:

1— переключатель «Прокрутка—запуск»; 2— кнопка «Запуск»; 3— переключатель «лев.—запуск двигателей—прав.»; 4— табло «Автомат включен»

Рассмотрим для примера работу системы при запуске левого двигателя. Работа автоматики системы запуска двигателя ТВ2-117 вертолета Ми-8 представлена на рис. 9.14. Характерными точками цикла запуска являются:

9.3.5.1. НАЖАТИЕ КНОПКИ «ЗАПУСК» (1-Я СЕКУНДА)

При нажатии на кнопку «Запуск» (рис.9.5 поз.4) питание через автомат защиты сети «Зажигание» 1, подается к электродвигателю программного механизма ПМЖ-2. Начинается отработка автоматической программы запуска, загорается табло «Автомат включен».

Подается питание на обмотки контакторов К8 и К9, замыкаются контакты К8 правые контакты К9, в результате стартер через добавочное сопротивление подключается на шину запуска. При этом напряжение на зажимах стартера равно 2÷3 В, а пусковой ток— 200÷250 А. Начинается медленная раскрутка двигателя (выборка люфтов в передачах).

Подается питание на агрегат зажигания 6, при этом на свечах 7 начинается образование искры.

Напряжение подается на блок электромагнитных клапанов к клапану пускового топлива 12. В результате клапан пускового топлива открывается, но топливо через него в пусковые топливные форсунки не поступает, так как давление топлива ниже настройки КПД ($3\div4 \text{ кгс/см}^2$).

9.3.5.2. (3-Я СЕКУНДА)

На третьей секунде кулачком программного механизма подается питание на контактор К6, который обеспечивает шунтирование добавочного сопротивления, и к стартеру подается напряжение 24 В. В результате ток, потребляемый стартером, увеличивается до 1100÷1200 А и начинается энергичная раскрутка ротора турбокомпрессора двигателя. Одновременно возрастает частота вращения ротора насоса высокого давления агрегата НР-40 и растет давление топлива.

9.3.5.3. ($p_{\text{топл}}=3\div4$ кгс/см²)

При достижении давления топлива за насосом высокого давления $p_{\text{топл}}=3\div4$ кгс/см² открывается клапан постоянного давления блока электромагнитных клапанов. Топливо поступает в пусковые воспламенители и от искры на свечах воспламеняется, образуется пусковой факел. Так как расход топлива через пусковые топливные форсунки небольшой, то воспламенение этого топлива не приводит к заметному росту температуры газов в камере сгорания.

9.3.5.4. ($n_{\text{т.к.}}=19\div21\%$)

При частоте вращения турбокомпрессора $n_{\text{т.к.}}=19\div21\%$ открывается запорный клапан насоса-регулятора НР-40 и к рабочим форсункам камеры сгорания начинает поступать топливо. Воспламенение этого топлива от пусковых факелов сопровождается резким ростом температуры газов. Частота вращения ротора турбокомпрессора начинает возрастать более интенсивно.

С этого момента и до окончания запуска дозирование топлива, поступающего к рабочим форсункам, будет осуществляться автоматом запуска агрегата НР-40. По мере увеличения $n_{\text{т.к.}}$ расход топлива будет возрастать.

9.3.5.5. (9-Я СЕКУНДА)

На девятой секунде кулачок программного механизма подает питание на контакторы К5, которые включают последовательно розетки аэродромного источника питания (группы аккумуляторных батарей АК₁ и АК₂). Это приводит к увеличению напряжения на клеммах стартера с 24 до 48 В, увеличению силы тока источников питания до 1100 А и увеличению интенсивности роста частоты вращения ротора турбокомпрессора.

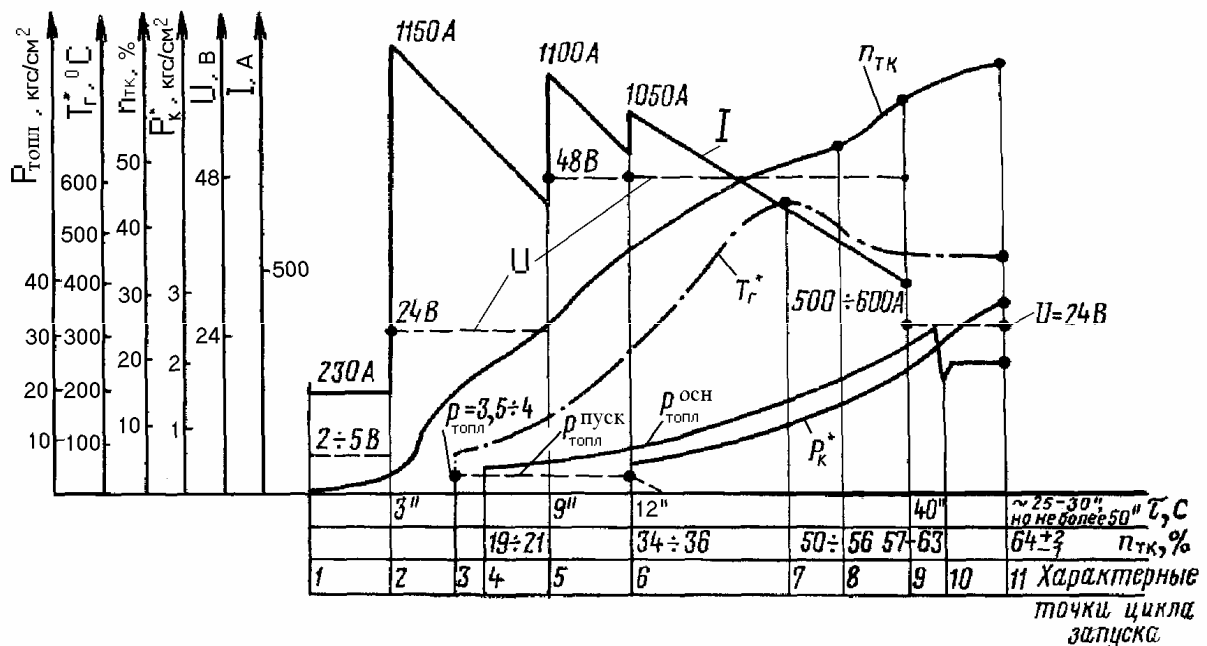


Рис. 9.14. Изменение основных параметров работы двигателя в процессе запуска

9.3.5.6. ($n_{\text{т.к.}}=34\div36\%$)

При достижении частоты вращения турбокомпрессора $n_{\text{т.к.}}=34\div36\%$ замыкаются контакт №1 командного агрегата КА-40*. В результате подается питание на контактор К7 регулятора тока пусковой панели. Вследствие этого ток на обмотку возбуждения стартера будет подаваться через регулятор тока РУТ-600Д. В результате величина тока, проходящего через якорь стартера, остается неизменной, снижается интенсивность падения тока, потребляемого стартером, мощность стартера с этого момента поддерживается постоянной, независимо от изменяющейся внешней нагрузки.

Одновременно с включением РУТ-600Д подается напряжение на обмотку реле 8. В результате размыкаются верхние и замыкаются нижние контакты реле, происходит закрытие клапана пускового топлива 12 и на 2÷3 с открывается клапан продувки 11. Вследствие этого прекращается горение топлива

в пусковых воспламенителях и включается продувка пусковой топливной системы в дренаж.

В случае если вышеуказанные операции не произойдут по достижении $n_{т.к}=34\div36\%$, то они произойдут по команде ПМЖ-2 на тридцатой секунде.

9.3.5.7. ($n_{т.к}=40\div50\%$)

При частоте вращения турбокомпрессора $n_{т.к}=40\div50\%$ возможен кратковременный заброс температуры газов (не выше 600°C). Объясняется это тем, что автомат запуска насоса-регулятора НР-40 резко уменьшает перепуск топлива на слив, а регулятор частоты вращения турбокомпрессора еще не вступил в работу. Точка заброса температуры газов может быть перемещена по линии $n_{т.к}$ в зависимости от регулировки автомата запуска.

9.3.5.8. ($n_{т.к}=50\div56\%$)

При частоте вращения турбокомпрессора $n_{т.к}=50\div56\%$ система автоматического регулирования двигателя закрывает клапан перепуска воздуха из компрессора в атмосферу*.

9.3.5.9. ($n_{т.к}=57\div63\%$)

При частоте вращения турбокомпрессора $n_{т.к}=57\div63\%$ размыкается контакт №2 агрегата КА-40* /3 в результате происходит отключение пусковой панели ПСГ-15 и гаснет табло «Автомат включен».

Прекращается подача напряжения на агрегат зажигания СКНА-22-2А.

Прекращается подача напряжения на обмотки контакторов К8 и К9, вследствие этого размыкаются контакты К8 и замыкаются левые контакты К9, происходит переключение стартера в генераторный режим. Если пусковая панель и стартер не отключаются по частоте вращения, то на сороковой секунде кулачок программного механизма отключает всю систему запуска.

Программный механизм устанавливается в исходное положение.

*См. пособие «Гидравлическая система двигателя ТВ2-117»

9.3.5.10. ($n_{т.к}=56\div58\%$)

При достижении частоты вращения турбокомпрессора примерно $n_{т.к}=56\div58\%$ происходит открытие распределительного клапана второго контура рабочих форсунок и рабочее топливо поступает во второй контур. Давление топлива по указателю (замеряемое в первом контуре форсунок) при этом несколько уменьшается вследствие уменьшения гидравлических сопротивлений.

9.3.5.11. ВЫХОД ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМ «МАЛЫЙ ГАЗ»

После отключения стартера окончательная раскрутка турбокомпрессора до устойчивого режима работы производится за счет избыточной мощности турбины. Время выхода двигателя на режим малого газа контролируется по секундомеру.

Параметры работы двигателя и главного редуктора на режиме малого газа должны быть: частота вращения турбокомпрессора $n_{т.к}=64^{+2}_{-1}\%$, температура газов перед турбиной компрессора — не выше 600°C ; давление масла в двигателе не менее 2 кгс/см^2 ; давление топлива — $18\div35\text{ кгс/см}^2$, давление масла в главном редукторе — не менее $0,5\text{ кгс/см}^2$. *

После запуска первого двигателя установить переключатель «Лев.— запуск двигателей — Прав.» в положение запуска второго двигателя и произвести его запуск в аналогичном порядке.

Если запуск двигателей осуществляется от бортовых аккумуляторов, после запуска первого двигателя включить его генератор и запуск второго двигателя производить от аккумуляторов с помощью генератора работающего двигателя. Для чего рычагом раздельного управления работающего двигателя увеличить частоту вращения его турбокомпрессора до 80% .

После запуска двух двигателей и при работе их на режиме «Малый газ» частота вращения несущего винта должна быть $50\div55\%$.

*Расположение приборов контроля параметров двигателя и главного редуктора приведено в пособии «Оборудование вертолета Ми-8»

9.3.6. ПРИЛОЖЕНИЕ

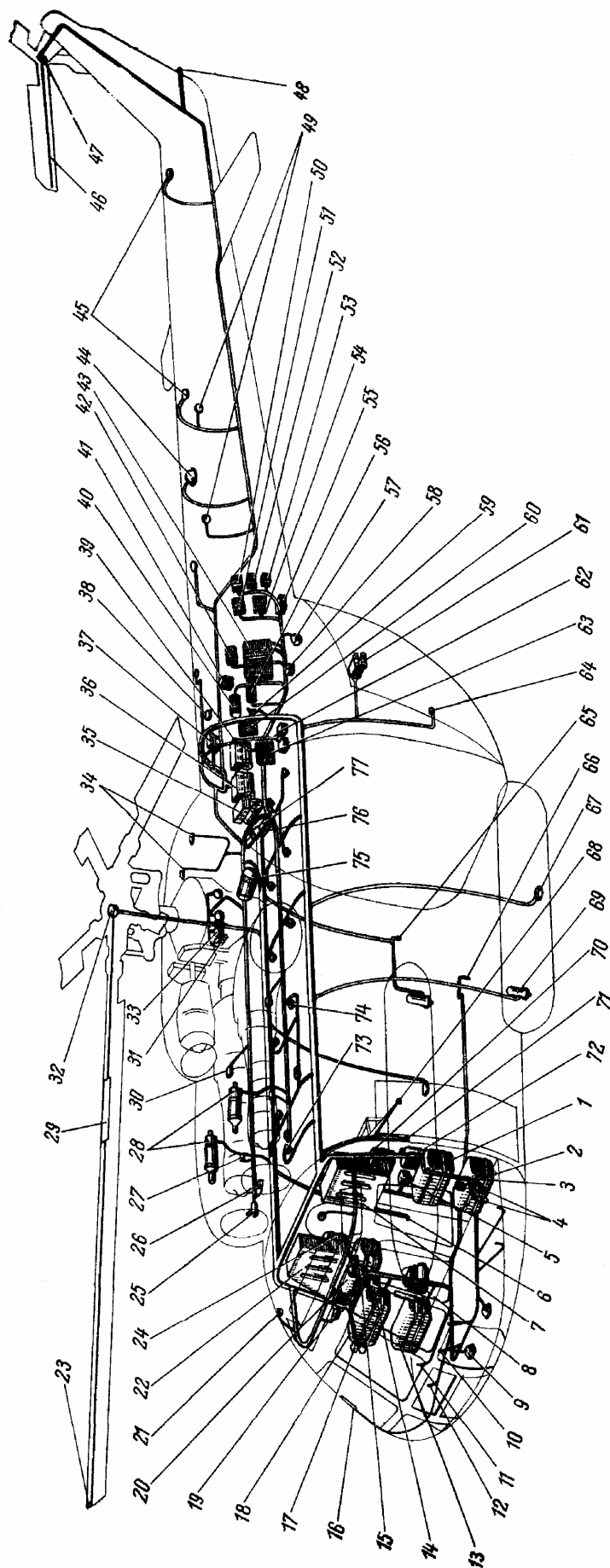


Рис. 9.15. Схема размещения агрегатов электрооборудования на вертолете транспортного варианта:

Спецификация к рисунку 9.15

Схема размещения агрегатов электрооборудования на вертолете транспортного варианта:

(синим жирным шрифтом выделены агрегаты, участвующие в запуске двигателей)

- 1— **аккумуляторная батарея № 3**; 2— вилка штепсельного разъема аэродромного питания ШРА-200ЛК; 3— **аккумуляторная батарея № 4**; 4— **вилки штепсельных разъемов аэродромного питания ШРАП-500К**; 5— автомат защиты сети от перенапряжения АЗП-8М 4-й серии; 6— жгут к электроагрегатам керосинового обогревателя КО-50; 7— РЩ левого генератора; 8— электролебедка ЛППГ-2 2-й серии; 9— посадочно-рулежная фара МПРФ-1А (или посадочно-поисковая фара ФПП-7); 10— жгут к приборам, расположенным на приборной доске; 11— жгут к правой ручке «Шаг—Газ»; 12— жгут к правой ручке управления вертолетом; 13— аккумуляторная батарея № 1; 14— автомат защиты сети от перенапряжения АЗП-8М 4-й серии; 15— регуляторы напряжения РН-180 2-й серии; 16— стеклоочиститель АС-2В (ЭПК-2Т); 17— терморегуляторы ТЭР-1; 18— **аккумуляторная батарея № 6**; 19— вентилятор ДВ-3 (ДВ-302Т); 20— **аккумуляторная батарея № 5**; 21— плафон освещения в кабине летчиков; 22— РЩ правого генератора и аккумуляторов; 23— контурный огонь; 24— **аккумуляторная батарея № 2**; 25— датчик сигнализатора обледенения РИО-3; 26— переключатель 525А подачи горячего воздуха на обогрев воздухозаборника правого двигателя; 27— клапан с электромеханизмом ЭМТ-244 подачи горячего воздуха на обогрев входных частей правого двигателя; 28— **стартеры-генераторы постоянного тока ГС-18ТО**; 29— нагревательный элемент лопасти несущего винта; 30— **агрегат зажигания СКНА-22-2Т (СКНА-22-2А)**; 31— блоки противопожарных клапанов 781100; 32— токосъемник несущего винта; 33— баллоны противопожарной системы; 34— двухпозиционные электромагнитные краны ГА-74М/5; 35— преобразователь ПО-750А; 36— основной преобразователь ПТ-500Ц; 37— коробка переключения КПП-9 3-й серии преобразователей ПТ-600Ц; 38— плафон освещения радиоотсека; 39— запасной преобразователь ПТ-500Ц; 40— регулятор напряжения РН-600 2-й серии; 41— электронный блок сигнализатора обледенения РИО-3; 42— автомат защиты сети от перенапряжения АЗП-1СД; 43— РК Переменного тока; 44— проблесковый маяк МСЛ-3; 48— строевые огни ОПС-57; 46— нагревательный элемент лопасти рулевого винта; 47— токосъемник рулевого винта; 48— хвостовой огонь ХС-39, 49— плафоны освещения хвостовой балки изнутри; 50— силовой трансформатор ТС/1-2; 51— коробка регулирования напряжения КРН-0 2-й серии; 52— автотрансформатор АТ-8-3; 53— трансформатор ТН115/7,5 контурных огней; 54 — коробка включения КВП-1А 2-й серии; 55— коробка отсечки частоты КОЧ-1А; 56 — коробка программного механизма ПМК-14; 57— фара ФР-100 освещения грузов; 58 — пульт освещения; 59— вентилятор ДВ-3 (ДВ-302Т) обдува регулятора напряжения РН-600 2-й серии; 60— коробка программного механизма ПМК-21; 61— электрифицированные кассеты сигнальных ракет ЭКСР-46; 62 — исполнительные блоки ССП-ФК-БИ системы сигнализации о пожаре; 63— РК противопожарной системы; 64— микровыключатель А802А сигнализации открытия створок грузового люка; 65— розетка 48К подключения переносного - перекачивающего топливного насоса; 66— жгут к замку ДГ-64 системы внешней подвески; 67— левый бортовой аэронавигационный огонь БАНО-45; 68— концевой выключатель А801 на бортовой стреле; 69— топливный насос ЭЦН-75 левого подвесного топливного бака; 70— **пусковая панель ПСГ-15**; 71— микровыключатель А802А сдвижной двери; 72— коробка управления лебедкой КУЛ-2; 73, 74— плафоны освещения грузовой кабины; 75— генератор переменного тока СГО-3ОУ 3-й серии; 76— сигнализатор давления СД-29А; 77— топливные насосы ПЦР1-Ш

(синим жирным шрифтом выделены агрегаты, участвующие в запуске двигателя)

10. СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ И УПРАВЛЕНИЯ

Система регулирования и управления двигателем включает в себя:

- топливную систему двигателя ТВ2-117;
- гидравлическую систему двигателя ТВ2-117;
- систему ограничения температуры газа двигателя ТВ2-117;
- систему электропитания и запуска двигателя ТВ2-117;
- систему объединенного управления ШАГ-ГАЗ вертолета Ми-8;
- систему управления остановом двигателей вертолета Ми-8;
- приборы, контролирующие параметры работы двигателя.

Краткое описание и принцип действия всех систем, входящих в систему регулирования и управления двигателем, приведены в соответствующих учебных пособиях.

Система регулирования и управления двигателем обеспечивает:

- а) запуск двигателя на земле и в воздухе;
- б) поддержание устойчивой работы двигателя на всех установившихся режимах;
- в) изменение режима работы двигателя;
- г) надежную работу двигателя на переходных режимах;
- д) ограничение максимального расхода топлива, максимальных чисел оборотов ротора компрессора, максимальной температуры газа перед турбиной компрессора, приведенных чисел оборотов ротора компрессора или максимальной степени сжатия в компрессоре;
- е) поддержание частоты вращения несущего винта вертолета в заданных пределах;
- ж) поддержание равенства мощностей двигателей при работе на несущий винт;
- з) останов двигателя

10.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ ТВ2-117

10.2.1. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ ЗАПУСКЕ

Работа системы регулирования и управления при запуске двигателя указана в пособии «Система запуска двигателя ТВ2-117».

10.2.2. РЕГУЛИРОВАНИЕ НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Регулирование двигателя на режимах от малого газа до крейсерского и на взлетном режиме осуществляется перенастройкой центробежного регулятора частоты вращения ротора компрессора, размещенного в агрегате НР-40*. Перенастройка регулятора числа оборотов ротора компрессора осуществляется рычагом (рис. 7.6. поз.15) управления топливного насоса НР-40, кинематически связанного с ручкой «Шаг — Газ».

На крейсерских и номинальном режимах система обеспечивает автоматическое поддержания числа оборотов ротора свободной турбины и режим двигателя определяется регулятором числа оборотов ротора свободной турбины. При движении ручки «Шаг — Газ» происходит изменение загрузки несущего винта и регулятор РО-40 изменяет режим работы двигателя так, чтобы поддержать число оборотов несущего винта в заданном пределе.

Подробно работа регуляторов НР-40 и РО-40 изложена в пособии «Топливная система двигателя ТВ2-117».

**На двигателях ТВ2-117 могут применяться агрегаты НР-40ВГ, НР-40ВА, НР-40ВР и РО-40ВА, РО-40ВР. В дальнейшем, если работа их узлов в составе системы регулирования и управления двигателя аналогичны, эти агрегаты будут обозначаться НР-40 и РО-40 без указания их модификаций*

10.2.3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ ПРИЕМИСТОСТИ

Регулирование при приемистости двигателя осуществляется резким (за 1÷2 с) перемещением рукоятки «Шаг — Газ» в сторону максимальных чисел оборотов. При даче полной приемистости рукоятка «Шаг — Газ» перемещается от упора «Малый газ» до упора «Максимальные обороты».

При перемещении рукоятки «Шаг — Газ» регулятор числа оборотов ротора компрессора исключается из работы, и топливо подается через дроссельный пакет (рис.7.6. поз.34), который определяет скорость нарастания расхода топлива по времени.

В процессе приемистости закон изменения угла поворота лопаток направляющих аппаратов компрессора такой же, как и при установившихся режимах работы двигателя. Закон изменения подачи топлива по времени выбран таким образом, чтобы в процессе приемистости имелись достаточные запасы по помпажу двигателя и температура не превышала допустимой величины. При повышении температуры выше допустимой дозировка топлива будет осуществляться ограничителем температуры.

10.2.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ СНИЖЕНИИ РЕЖИМА

Снижение режима работы двигателя производится перемещением вниз ручки «Шаг — Газ». При резком перемещении ручки «Шаг — Газ» (за 1÷2 с) расход топлива может резко уменьшиться. Для предотвращения погасания пламени в камере сгорания при резком уменьшении подачи топлива в насосе-регуляторе имеется клапан минимального давления топлива (рис.7.6. поз.19÷21), поддерживающий минимальный расход топлива.

10.2.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ

1. Максимальный расход топлива ограничивается с помощью дозирующей иглы максимального расхода и работающего совместно с ней клапана постоянного перепада давления (рис.7.6 поз.47÷51). При этом косвенно ограничивается максимальная мощность двигателя в диапазоне температур на входе от -40 до $+25^{\circ}\text{C}$. Максимальный расход топлива выбран таким, чтобы при температуре наружного воздуха $+15^{\circ}\text{C}$ мощность двигателя на взлетном режиме соответствовала ТУ двигателя.

2. Число оборотов ротора компрессора ограничивает центробежный регулятор (рис.7.6. поз.8÷18), расположенный в агрегате НР-40, при положении рычага управления 15 на упоре «Максимальные обороты». Начало срабатывания ограничителя — при числах оборотов ротора компрессора 98,5%.

3. Ограничение приведенных чисел оборотов ротора компрессора производится ограничителем приведенных чисел оборотов $n_{т.к.}$, расположенным в агрегате НР-40 (НР-40ВГ) (рис. 7.6. поз.22÷33), или ограничением степени сжатия в компрессоре — ограничителем степени сжатия, расположенным в агрегате НР-40ВР.

4. Температура газа перед турбиной компрессора ограничивается специальной системой, описание которой будет приведено ниже. На рабочих режимах работы двигателя максимальная температура газа поддерживается в пределах $865\pm 5^{\circ}\text{C}$.

10.3. УПРАВЛЕНИЕ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ ВЕРТОЛЕТА Ми-8

10.3.1. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВОЙ УСТАНОВКОЙ ВЕРТОЛЕТА МИ-8

Управление силовой установкой вертолета Ми-8 осуществляется путем перемещения летчиком командных рычагов в кабине. Управляющее воздействие летчик может осуществлять следующим образом :

1) Перемещением ручки "Шаг-газ" (РШГ) (рис.10.1, поз.1) вверх (вниз). Это приводит к увеличению (уменьшению) мощности обоих двигателей и увеличению (уменьшению) углов установки лопастей несущего винта.

2) Вращением рукоятки коррекции (РК) 17 относительно летчика вправо (влево). Это приводит к увеличению (уменьшению) мощности обоих двигателей без изменения углов установки лопастей несущего винта.

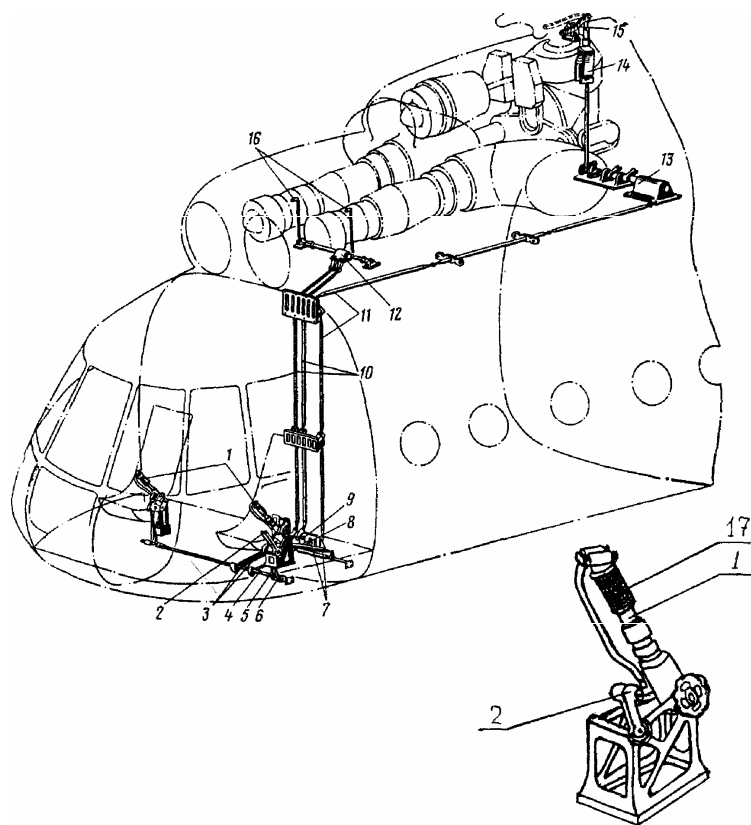


Рис. 10.1. Система объединённого управления «Шаг—Газ»:

1— ручки "Шаг-газ"; 2— рычаги раздельного управления двигателями;

3, 6, 10— тяги управления двигателями; 4— замыкающий вал; 5, 11— тяги управления общим шагом несущего винта; 7— тяги раздельного управления двигателями; 9— дифференциальный узел; 12— блок валов; 13— агрегат управления; 14— гидроусилитель управления общим шагом НВ; 15— рычаг управления общим шагом НВ; 16— рычаги управления НР-40; 17— рукоятка коррекции.

3) Перемещением правого (левого) рычага раздельного управления двигателями (РРУД) 2 от его нейтрального положения вверх (вниз). Это приводит к увеличению (уменьшению) мощности только правого (левого) двигателя без изменения углов установки лопастей несущего винта. Рычаги раздельного управления двигателями используются при раздельном опробовании двигателей на земле и выполнении полета с одним отказавшим двигателем. В настоящем пособии этот случай работы системы управления силовой установкой рассматриваться не будет. В дальнейшем будем считать, что рычаги раздельного управления находятся в нейтральном положении.

4) Перемещением рукояток управления остановом двигателей (РУОД) (рис.10.2, поз.1) относительно лётчика от себя (на себя) приводит к закрытию (открытию) стоп-крана насоса-регулятора НР-40 (рис.7.6, поз. 59,60).

Перемещение РШГ, РК, РРУД приводит к изменению положения рычага управления (РУ) (рис.7.6, поз.15) на насосе-регуляторе НР-40. При этом изменяется затяжка пружины 11 регулятора оборотов, что

приводит к изменению режима работы двигателя.

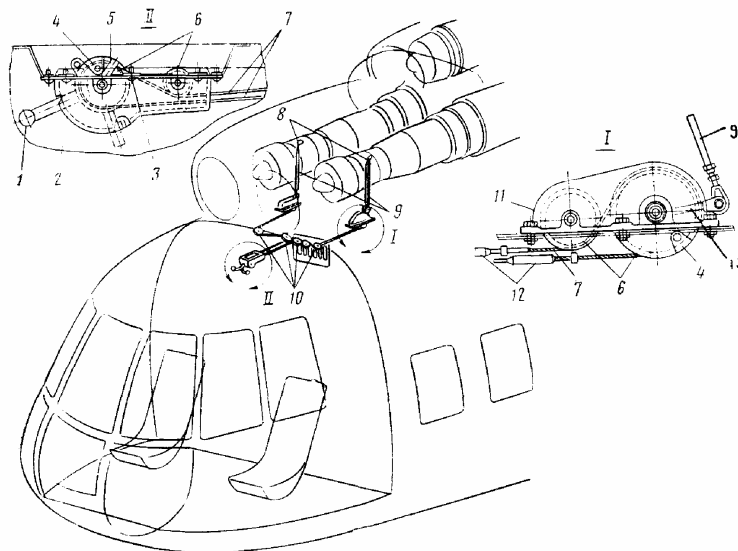


Рис. 10.2. Схема системы управления остановом двигателей:

1— рукоятка; 2, 11— кронштейн; 3— болт; 4— крепление тросов на роликах; 5— ограничитель троса; 6, 10— ролики; 7— тросы; 8— рычаги крана останова топливного насоса-регулятора НР-40; 9—тяги; 12—тендеры; 13— поводок

Управление режимами работы двигателей осуществляется агрегатами НР-40 и РО-40.

Насос-регулятор НР-40 обеспечивает поддержание или требуемое изменение частоты вращения ротора турбокомпрессора ($n_{т.к.}$). Настроечная характеристика НР-40 определяется профилем кулачка (рис.7.6, поз.14) и приведена на рис.10.3. На участке "А-Б" характеристики при повороте рычага управления 15 на увеличение режима работы двигателя кулачок регулятора увеличивает затяжку пружины маятника. Насос-регулятор при этом настраивается на увеличение подачи топлива. На участке "Б-В" кулачок регулятора контактирует с рычагом управления по поверхности с максимальным и постоянным радиусом. При этом затяжка пружины маятника максимальна и неизменна. Регулятор настроен на поддержание максимальных и постоянных оборотов турбокомпрессора.

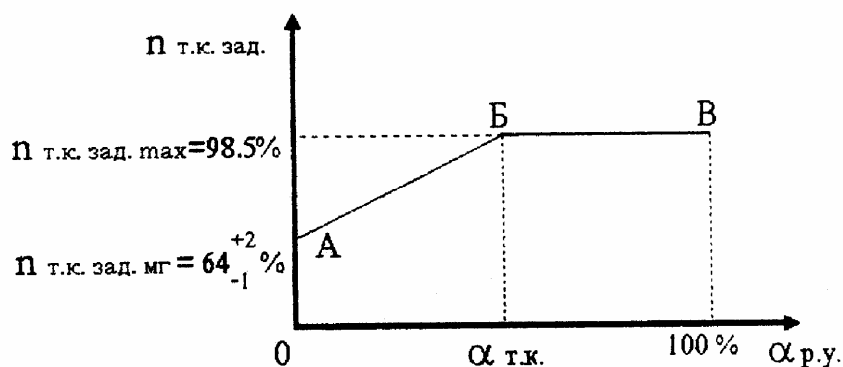


Рис. 10.3. Настроечная характеристика насоса-регулятора НР-40 ($H=0, V=0$):

$\alpha_{р.у.}$ — положение рычага управления (РУ) НР- 40,

$n_{т.к. зад}$ — заданная (настроечная) частота вращения ротора турбокомпрессора.

Регулятор оборотов РО-40 ограничивает частоту вращения ротора свободной турбины, а значит, и несущего винта. Ограничение обеспечивается уменьшением подачи топлива в камеру сгорания. При этом на всех режимах работы двигателя выполняется условие:

$$n_{с.т.} \leq n_{с.т. зад}$$

где $n_{с.т.}$ — частота вращения свободной турбины двигателя,

$n_{с.т. зад}$ — максимально допустимая (заданная) частота вращения свободной турбины.

Для двигателя ТВ2-117. $n_{с.т. зад}$ определяется настройкой регулятора РО-40 и равна $95 \pm 2 \%$

Принципиальная схема системы управления силовой установкой вертолета Ми-8 приведена на рис.10.4.

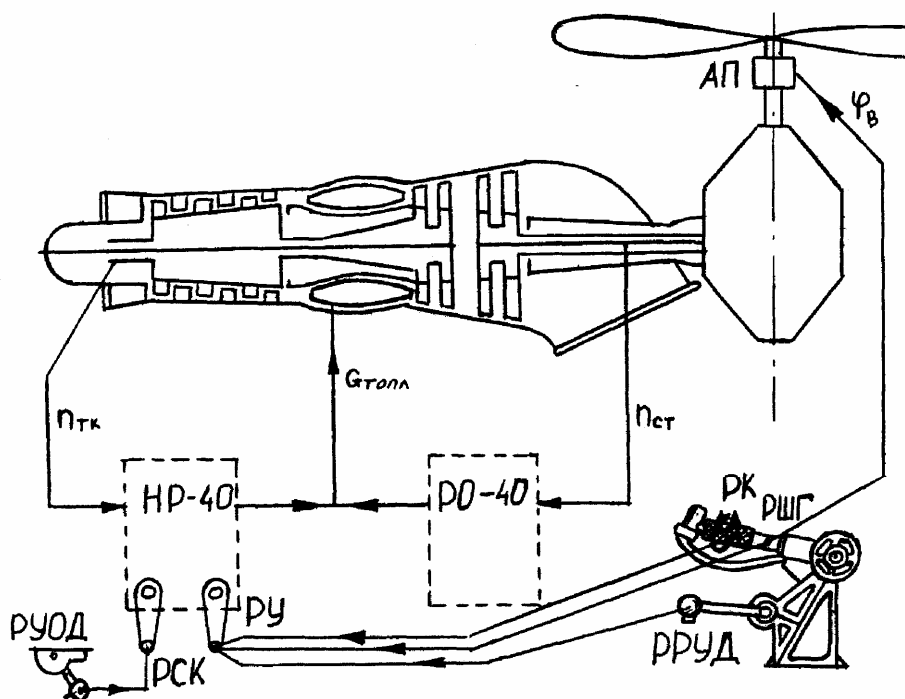


Рис. 10.4. Принципиальная схема системы управления силовой установкой вертолёта Ми-8:

РШГ — ручка "Шаг-газ",
РК — рукоятка коррекции,
РРУД — рычаги раздельного управления двигателями,
РСУ — рычаг управления насосом-регулятором НР-40,
АП — автомат перекоса,
РСК — рычаг стоп крана на насосе-регуляторе НР-40,
РУОД — рукоятка управления остановам двигателей.
n_{т.к} — частота вращения ротора турбокомпрессора,
n_{с.т.} — частота вращения свободной турбины,
φ_в — угол установки лопастей несущего винта,
G_{топл.} — расход топлива.

10.3.2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА РЕГУЛЯТОРОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА И СВОБОДНОЙ ТУРБИНЫ

Совместная работа регуляторов НР-40 и РО-40, имеющих общий регулирующий орган - дозирующую иглу агрегата НР-40 (рис.7.6, поз.37) основана на том, что подачу топлива определяет тот из двух регуляторов, который в данный момент настроен на меньшую подачу топлива. Так как регулятор РО-40 при любом положении командных рычагов настроен на поддержание $n_{с.т.} \leq n_{с.т., зад.}$, а регулятор НР-40 на поддержание различных $n_{т.к.}$ в соответствии с положением РШГ (см. рис. 10.3), то на различных режимах работы двигателей подачу топлива будут определять разные регуляторы.

На режиме "Малый газ" РШГ опущен вниз до упора, РК повернута влево до упора (введена левая коррекция). Регуляторы НР-40 обоих двигателей настроены на подачу топлива, соответствующую $n_{т.к.} = n_{т.к. м.г.} = 64^{+2}_{-1}\%$ (рис.10.3, рис.10.5, точка А). При этом мощности свободных турбин двух двигателей недостаточно для раскрутки несущего винта до частоты вращения $n_{с.т., зад.} = 95 \pm 2\%$. Несущий винт и свободные турбины обоих двигателей вращаются с частотой $45 \pm 10\%$ (рис.10.5, т. Г). Расход топлива будет определяться насосами регуляторами НР-40.

Для перевода двигателей на крейсерский режим работы летчик поворачивает РК вправо. При этом изменяется натяжка пружин регуляторов НР-40, которые увеличивают подачу топлива в соответствии с настроечной характеристикой (рис.10.3, рис.10.5). Частота вращения роторов турбокомпрессора и

свободной турбины обоих двигателей увеличивается (рис.10.5, участки А-Д и Т-Е). При достижении величины $\alpha_{р.у.} = \alpha_{с.т.}$ частота вращения свободной турбины достигнет величины $n_{с.т., зад}$ (т.Е). В работу вступают регуляторы РО-40, которые ограничивают подачу топлива, поэтому в интервале ($\alpha_{с.т.} \dots \alpha_{п.к.}$) роста частоты вращения роторов турбокомпрессора и свободной турбины не происходит. При $\alpha_{п.к.}$ (введена правая коррекция) двигатели работают на крейсерском режиме. РШГ при этом продолжает находиться в нижнем положении, углы установки несущего винта минимальны (участок З-И).

Дальнейшее увеличение мощности двигателей осуществляется лётчиком перемещением РШГ вверх. При этом увеличиваются углы установки лопастей несущего винта (участок И-К). Расход топлива будет определяться регуляторами РО-40, которые не допустят увеличения частоты вращения свободных турбин свыше $n_{с.т., зад}$. Так как при перемещении РШГ вверх растёт мощность, потребляемая несущим винтом, для поддержания $n_{с.т., зад}$ расход топлива будет возрастать. Следовательно, будет увеличиваться частота вращения роторов турбокомпрессоров двигателей (участок Л-М).

При достижении РШГ положения $\alpha_{пр}$ частота вращения турбокомпрессора достигает максимальной величины (т. М). Это соответствует максимальному расходу топлива и, следовательно, максимальной мощности двигателей (взлётный режим). При дальнейшем перемещении РШГ вверх роста расхода топлива не происходит, а углы установка лопастей несущего винта возрастают, поэтому частота вращения свободных турбин, а значит и несущего винта, несколько снижается (участок Н-П).

Для снижения мощности двигателей лётчик выполняет обратные действия: опускает РШГ вниз до упора, вводит левую коррекцию.

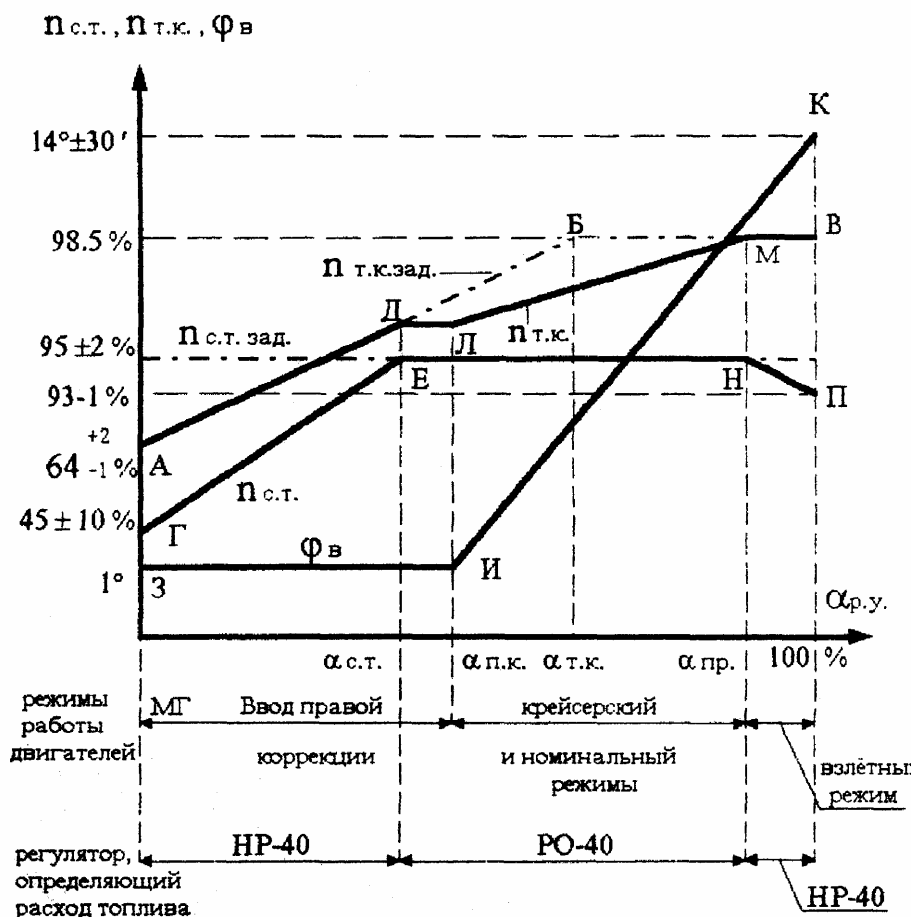


Рис. 10.5. Совместная работа регуляторов НР-40 и РО-40

$\alpha_{с.т.}$ — положение РУ, при котором $n_{с.т., зад} = n_{с.т.}$

$\alpha_{п.к.}$ — положение РУ при введённой правой коррекции и нижнем положении РШГ

$\alpha_{пр}$ — положение РУ, при котором $n_{т.к.} = n_{т.к. max}$

$\phi_в$ — углы установки лопастей несущего винта

На всех эксплуатационных режимах работы двигателей (крейсерский, номинальный, взлётный) РК остаётся на правом упоре (введена правая коррекция). В полёте допускается вращение рукоятки влево для поддержания частоты вращения несущего винта в случае неисправности системы автоматического

поддержания $n_{с.т.}$ (если $n_{с.т.}$ превысит $n_{с.т., зад.}$).

На обоих двигателях силовой установки вертолётa установлены синхронизаторы мощности двигателей СО- 40. Они установлены последовательно с регуляторами РО-40 (см. рис.7.1, 7.21). Поэтому синхронизация мощностей двигателей осуществляется только тогда, когда режим работы двигателей определяется РО-40, т.е. на крейсерском и номинальном режимах.

Рассмотренная выше программа совместной работы регуляторов при работе двух двигателей обеспечивает оптимальную и постоянную частоту вращения несущего винта на основных эксплуатационных режимах (участок Е-Н) и автоматическое увеличение мощности одного двигателя при отказе второго. В случае отказа одного из двигателей происходит снижение суммарной располагаемой мощности и, следовательно, падение частоты вращения несущего винта ниже $n_{с.т., зад.}$. При этом выключается из работы РО- 40 и расход топлива работающего двигателя будет определяться регулятором НР- 40, который увеличит мощность этого двигателя в соответствии со своей настроечной характеристикой (участок "Д-Б-В"). Если отказ произошёл при $\alpha_{р.у-} > \alpha_{т.к.}$ работающий двигатель автоматически переводится на взлётный режим работы.

10.4. СИСТЕМА ОГРАНИЧЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗА

Система предназначена для автоматического ограничения до заданного предела температуры газа перед турбиной компрессора путем уменьшения подачи топлива к рабочим топливным форсункам двигателя. В систему ограничения температуры газа входят комплект (17 шт.) сдвоенных термопар Т-80Т, усилитель температуры УРТ-27 и исполнительный механизм ИМ-40 с электромагнитным клапаном МКТ-4-2.

Агрегат УРТ-27 представляет собой измерительное и усилительное устройства, выполненные с применением магнитных и полупроводниковых приборов. Датчиком температуры для агрегата являются сдвоенные термопары Т-80Т. Подсоединение термопар к агрегату от клеммной колодки осуществляется компенсационными хромель-алюмелевыми проводами. Компенсация температуры холодного спая термопар осуществлена внутри агрегата УРТ-27.

Схема электрических соединений усилителя ограничителя температуры показана на рис.10.6, а смонтированная в коллекторе проводка термопар — на рис. 10.7. Краткое описание и принцип работы исполнительного механизма ИМ-40 с электромагнитным клапаном МКТ-4-2 отражены в пособии «Топливная система двигателя ТВ2-117».

Термопары 8 (рис. 10.8) установлены на корпусе 9 соплового аппарата I ступени турбины компрессора. Крепление термопар к корпусу — фланцевое. Термопара имеет два изолированных друг от друга рабочих термоэлектрода и соответственно четыре контактных штыря на головке — два для работы в системе измерения температуры газа и два для работы в системе ограничения максимальной температуры.

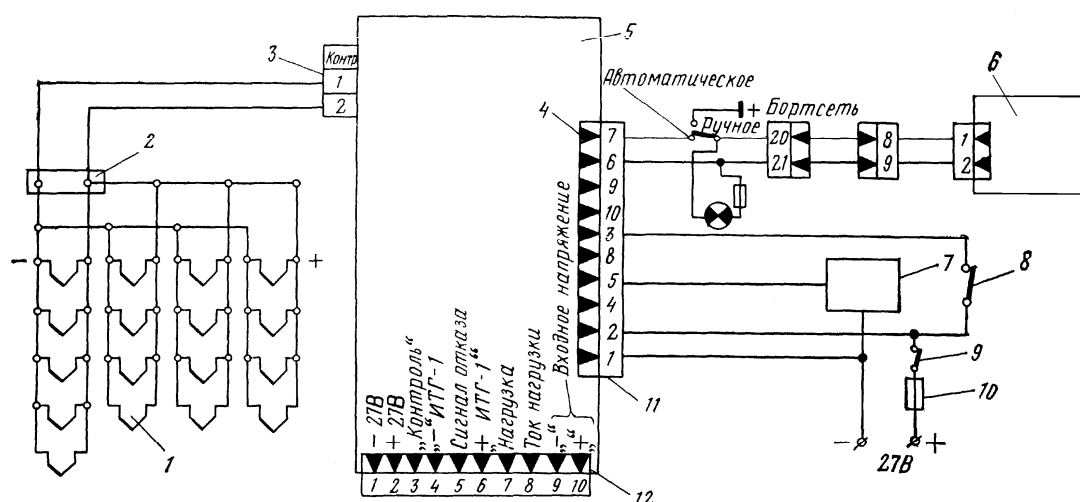


Рис. 10.6. Схема электросистемы усилителя ограничителя температуры газа:

1 — батарея термопар Т-80Т (17 шт.); 2 — колодка К-82; 3 — клеммная колодка; 4 — вилок; 5 — УРТ-27; 6 — электромагнитный клапан; 7 — индикатор отказа; 8 — выключатель режима «Контроль»; 9 — выключатель питания; 10 — предохранитель; 11 — розетка; 12 — вилок

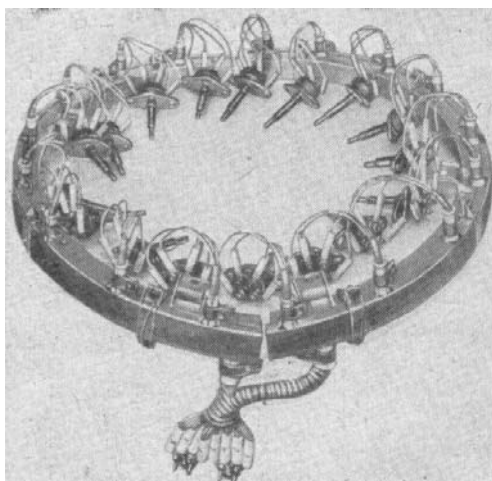


Рис. 10.7. Коллектор термопар (внешний вид)

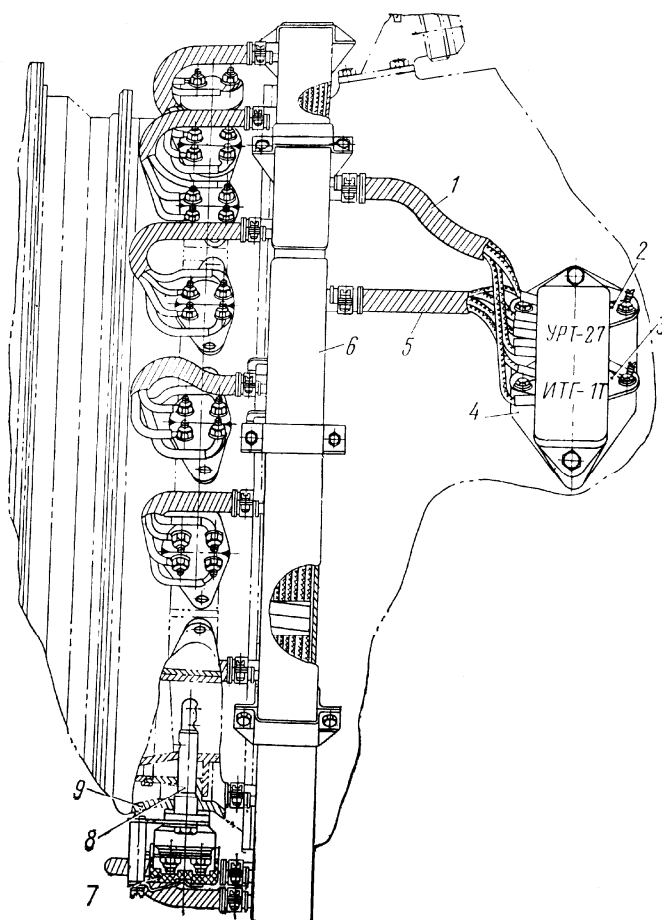


Рис. 10.8. Конструктивная схема соединения коллектора термопар с усилителем ограничения температуры газа:

1, 5 — жгуты проводов; 2, 3 — колодки К-82; 4 — крышка для защиты колодок; 6 — коллектор термопар; 7 — колпачок для защиты клемм термопар; 8 — термопары; 9 — корпус соплового аппарата I ступени турбины компрессора

Коллектор 6 термопар состоит из двух стальных полуколец и крепится к фланцу корпуса соплового аппарата в шести точках. Коллектор имеет два съемных кожуха для доступа к уложенным в нем проводам. Из коллектора выходят два жгута 1 и 5, которые соединяются с двумя колодками 2 и 3 (колодки К-82), установленными на корпусе камеры сгорания и закрытыми сверху защитной крышкой 4. На клеммы термопар надеты защитные колпачки 7 для предохранения от повреждений.

От колодки 3 провода идут к измерителю температуры газа ИТГ-1Т, а от колодки 2 — к усилителю УРТ-27 ограничителя максимальной температуры. Соединительные провода от термопар до колодок

(провода и 5) выполнены компенсационным проводом из хромеля и алюмеля сечением $0,5 \text{ мм}^2$, от соединительной колодки до измерителя и усилителя — проводом того же материала сечением $2,5 \text{ мм}^2$.

Измеритель ИТГ-1Т термометра ИТГ-180Т газа устанавливается на правой боковой панели электропульты в кабине вертолета. Поступившая на вход в агрегат УРТ-27 термоэлектродвижущая сила сравнивается с опорным напряжением, величина которого определяет величину ограничиваемой агрегатом температуры и зависит от положения задатчика на усилителе УРТ-27. Разность напряжения опорного сигнала и термоэлектродвижущей силы подается на управляющую обмотку каскада усиления, где происходит усиление слабых уровней постоянного тока до величины, необходимой для срабатывания нагрузки — электромагнита МКТ-4-2 исполнительного механизма.

Каскады усиления представляют собой комбинацию магнитных и полупроводниковых усилителей с промежуточным преобразованием и усилением по переменному току.

Для получения устойчивости работы системы ограничения температуры в схеме применена вибрационная линеаризация релейной системы регулирования при помощи инерционной отрицательной обратной связи. Сигнал обратной связи снимается с электромагнитного клапана МКТ-4-2.

При повышении температуры газов сверх заданной происходит включение электромагнитного клапана МКТ-4-2. При включении электромагнитного клапана сигнал обратной связи локализуется и электромагнитный клапан снова включается. Описанный процесс будет циклически повторяться, пока повышается температура газов в двигателе и электромагнитный клапан работает с постоянной скважностью, с определенной частотой включения. Чем больше величина рассогласования температуры с заданной температурой, тем с большей скважностью работает электромагнитный клапан.

Пропорциональное изменение скважности агрегата от 0 до 100% происходит при изменении входного сигнала, соответствующего изменению температуры на 35°C выше заданной. Наиболее эффективное воздействие на топливную систему наступает при 50% скважности, и отградуированные показания задатчика агрегата соответствуют именно этой скважности.

При скважности около 100% на электромагнитный клапан выдается постоянный сигнал. В случае резкого заброса температуры газов примерно на 100°C выше точки настройки, когда даже полное включение электромагнитного клапана не способно снизить температуру газов, — срабатывает защита агрегата и выдается специальный сигнал с 4-й клеммы УРТ-27.

Усилитель УРТ-27 расположен на вертолете, электромагнитный клапан МКТ-4-2 — на исполнительном механизме, который крепится на среднем корпусе компрессора.

10.5. ПРИБОРЫ КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Ниже приведены краткие сведения о приборах контроля параметров работы двигателя, которые не отражены в описании систем двигателя. Размещение приборов контроля двигателей в кабине экипажа приведено в пособии «Оборудование вертолета Ми-8».

10.5.1. ИЗМЕРИТЕЛЬ ЧИСЛА ОБОРОТОВ РОТОРА КОМПРЕССОРА

Измеритель контролирует обороты ротора компрессора и состоит из датчика Д-2 и измерителя ИТЭ-2.

Датчик Д-2 частоты вращения представляет собой трехфазный генератор переменного тока с постоянным четырехполюсным магнитом в качестве ротора. Датчик крепят на коробке приводов в передней ее части (рис.10.9, поз.3).

Измеритель частоты вращения ИТЭ-2 устанавливается на левой и правой приборных досках и показывает число оборотов ротора компрессора в процентах от максимальных чисел оборотов.

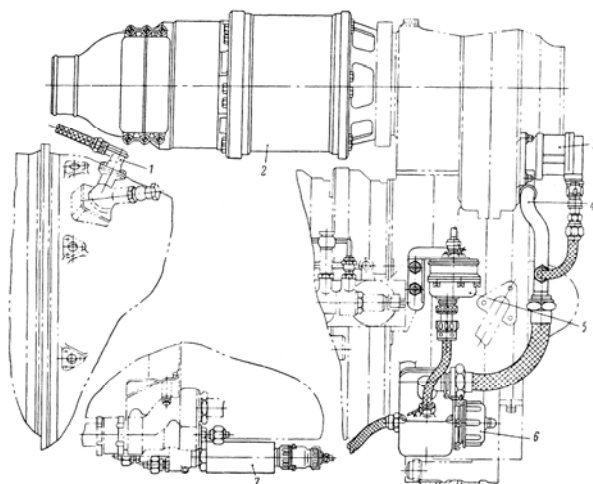


Рис. 10.9. Коммуникации электропроводки (вид на двигатель справа):

1 — свеча запальная СП-18УА; 2 — стартер-генератор ГС-18МО; 3 — датчик Д-2 частоты вращения ротора компрессора; 4 — коллектор проводов; 5 — датчик ИД-8 давления масла на входе в двигатель; 6 — крышка главного итпсельного разъема; 7 — электромагнит ЭМТ-224 клапана противообледенения

10.5.2. ТЕРМОМЕТР И МАНОМЕТРЫ ДЛЯ МАСЛА И ТОПЛИВА

Датчики термометра масла (П-2), манометра масла (ИД-8) и манометра топлива (ИД-100) работают в комплекте с трехстрелочным указателем измерителя (УИЗ-3) и составляют с ним комплект электрического моторного измерителя ЭМИ-ЗРИ.

Указатель измерителя установлен на правой приборной доске в кабине экипажа.

Датчик П-2 термометра масла контролирует температуру масла на выходе из двигателя и представляет собой термометр сопротивления, устанавливаемый в магистрали выхода масла. *

Мембранный датчик ИД-8 манометра масла контролирует давление масла на входе в двигатель. Установлен справа на корпусе компрессора двигателя (рис.10.9, поз.5).

Мембранный датчик ИД-100 манометра топлива контролирует давление топлива в коллекторе I контура перед рабочими форсунками (рис.10.10, поз. 7).

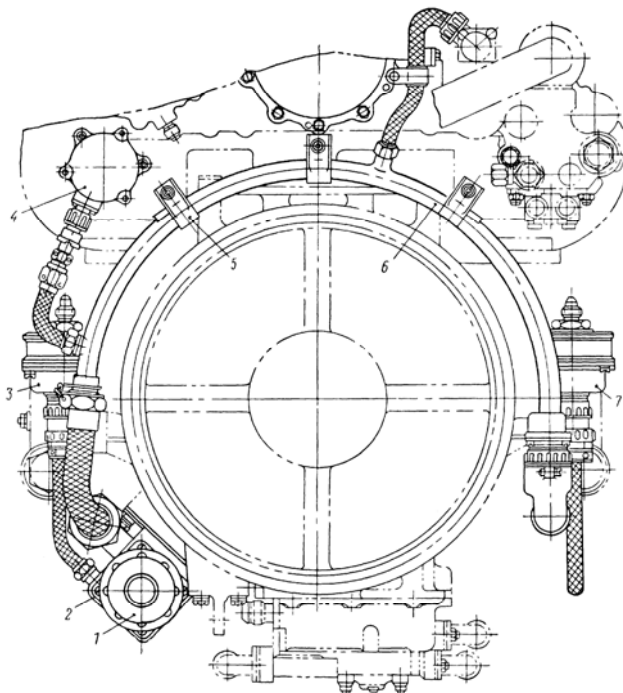


Рис. 10.10. Коммуникации электропроводов (вид на двигатель спереди):

1 — заглушка главного штепсельного разъема; 2 — коробка вывода проводов; 3 — датчик ИД-8 манометра масла на входе в двигатель; 4 — датчик Д-2 частоты вращения ротора компрессора; 5 — хомут крепления коллектора проводов; 6 — коллектор проводов; 7 — датчик ИД-100 давления топлива перед рабочими форсунками

*См. пособие «Силовая установка вертолета Ми-8»

11. СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Авиационный турбовинтовой двигатель ТВ2-117А (ТВ2-117) и редуктор ВР-8А (ВР-8). Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию. М. Машиностроение 1976г.
2. Авиационный турбовинтовой двигатель ТВ2-117А и редуктор ВР-8А. Техническое описание. М. Машиностроение 1977г.
3. Авиация. Энциклопедия. М. 1994г.
4. Белоусов А.Н. и др. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Самара 2003г.
5. Богданов А.Д. Хаустов И.Г. Авиационный турбовинтовой двигатель ТВ2-117. М. Транспорт 1979г.
6. Вагин А.Н. и др. Теория авиационных двигателей. Часть 2. М. Воениздат 1968г.
7. Данилов В.А. Вертолет Ми-8. Устройство и техническое обслуживание. М. Транспорт 1988г.
8. Инструкция экипажу вертолета. М. Воениздат 1971г.
9. Кеба И.В. Летная эксплуатация вертолетных газотурбинных двигателей. М. Транспорт 1976г.
10. Князев М.Е. и др. Проверка работоспособности и регулирование систем силовой установки вертолета Ми-8. СГАУ. Самара 1992г.
11. Князев М.Е. и др. Работа систем силовой установки вертолета Ми-8 при запуске двигателей ТВ2-117. КуАИ. Куйбышев 1984г.
12. Конструкция и эксплуатация вертолетов. Под ред. Судакова В.Я. М. Воениздат 1987г.
13. Мадорский Я.Ю. и др. Теория авиационных двигателей. Часть 1. М. Воениздат 1969г.
14. Новиков Г.А. и др. Проверка и регулирование углов установки лопаток направляющего аппарата компрессора. СГАУ. Самара 1992г.
15. Основы конструкции авиационных газотурбинных двигателей. Под ред. Морозова Ф.Н. М. Воениздат 1974г.
16. Теория авиационных двигателей. Под ред. Кудринского В.З. М. Воениздат 1983г.
17. Учебник механика военно-воздушных сил. Электрооборудование самолетов. Под ред. Варенова Б.П. М. Воениздат 1968г.
18. Эксплуатация вертолетов Ми-2 и Ми-8. М. Воениздат 1983г.