

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г.М. Кухарёнок

АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Учебно-методическое пособие
по дисциплине «Газодинамика и агрегаты наддува»
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»
заочной формы обучения

*Рекомендовано к изданию учебно-методическим объединением
в сфере высшего образования Республики Беларусь по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2012

УДК 621.43.013 (075.4)

ББК 31.365 (075.4)

К95

Рецензенты :

Л. А. Молибошко, А. С. Климук

Кухарёнок, Г.М.

К95 **Агрегаты наддува : учебно-методическое пособие по дисциплине «Газодинамика и агрегаты наддува» для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» заочной формы обучения / Г.М. Кухарёнок. – Минск: БНТУ, 2012. – 50 с.**
ISBN 978-985-525-922-1.

В пособии изложены учебные материалы по агрегатам наддува. Рассмотрены виды наддува. Устройство и принцип работы турбокомпрессоров. Регулирование турбокомпрессоров и промежуточное охлаждение наддувочного воздуха. Проанализировано влияние наддува на показатели рабочего цикла двигателей. Даны методические указания по их изучению. Приведено содержание и требования к выполнению курсового проекта.

УДК 621.43.013 (075.4)

ББК 31.365 (075.4)

ISBN 978-985-525-922-1

© Кухарёнок Г. М., 2012

© Белорусский национальный
технический университет, 2012

Оглавление

Предисловие	4
1 ВИДЫ НАДДУВА. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ	5
1.1 Общие сведения	5
1.2 Виды наддува	7
1.3 Газотурбинный наддув	11
1.3.1 Основные положения	11
1.3.2 Способы подвода газов к турбине	12
1.3.3 Схемы ГТН	15
2 УСТРОЙСТВО И РАБОТА КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН	17
2.1 Турбокомпрессоры	17
2.2 Устройство компрессора	19
2.3 Газовая турбина	23
3 РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ. ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА	26
3.1 Регулирование турбокомпрессоров	27
3.1.1 Регулирование компрессоров	27
3.1.2 Регулирование газовых турбин	29
3.3 Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха	32
3.3.1 Общие сведения	32
3.3.2 Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха	33
4 ВЛИЯНИЕ НАДДУВА НА ПРОТЕКАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ	35
5 СИСТЕМЫ НАДДУВА «ГИПЕРБАР» И «КОМПРЕКС»	40
5.1 Работа системы наддува «Гипербар»	40
5.2 Система наддува «Компрекс»	41
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	46
Примерное содержание курсового проекта	46
Содержание расчетно-пояснительной записки	46
Содержание графической части курсового проекта	48
Оформление курсового проекта	48
Литература	49

Предисловие

Дисциплина «Газодинамика и агрегаты наддува» является одной из профилирующих при подготовке по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Содержание, дисциплины направлено на изучение студентами теории движения жидкостей и газов и ее приложения к решению конкретных задач теории, конструкции и расчета поршневых двигателей и агрегатов наддува. Дисциплина состоит из двух частей: «Газодинамика», «Агрегаты наддува».

Студенты-заочники специальностей 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» изучают дисциплину на 4-м курсе в 7-8 семестрах. Объем планируемых аудиторных занятий – 26 ч, самостоятельной работы – 180 ч. Работа над дисциплиной включает изучение теоретических вопросов, выполнение лабораторных и практических работ, курсового проекта. Контроль знаний студентов осуществляется путем опроса на лабораторных и практических занятиях, при защите курсового проекта, а также на экзамене.

В настоящем пособии изложены учебные материалы по агрегатам наддува. Даны методические рекомендации по их изучению. Приведено содержание и требования к выполнению курсового проекта.

Самостоятельная работа студентов должна начинаться с ознакомления с вопросами по дисциплине «Газодинамика и агрегаты наддува». Далее изучается содержание дисциплины по материалам, приведенным в пособии. В основу подготовки следует положить учебники, указанные в списке литературы. При изучении дисциплины следует работать систематически, без длительных перерывов, равномерно распределив изучаемый материал на весь период подготовки.

Целесообразно вести краткий конспект, в котором необходимо записывать лишь наиболее важные материалы, позволяющее получить при чтении исчерпывающий ответ по содержанию изучаемого раздела дисциплины.

Заключительным этапом работы по изучению дисциплины является выполнение курсового проекта.

1 ВИДЫ НАДДУВА. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ

1.1 Общие сведения

Повышение производительности автомобилей и тракторов в значительной мере определяется ростом их энерговооружённости, т. е. мощности двигателей, приводящих их в движение.

Современные прогрессивные тенденции развития автомобилей и тракторов требуют повышения мощности их двигателей без существенного увеличения габаритных размеров и массы.

Специализация оборудования и измерительных инструментов серийного производства позволяют организовать выпуск двигателей с разной номинальной мощности на базе унифицированного ряда, когда во всех модификациях размеры цилиндра и ход поршня остаются неизменными. Решение этих проблем сводится к отысканию способов значительного повышения литровой мощности двигателей.

Повышение литровой мощности, осуществляемое при модернизации выпускаемых двигателей и создании новых – форсирование двигателей.

Эффективная литровая мощность определяется уравнением:

$$N_{Л} = \frac{\eta}{30\tau} \frac{H_U}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_V \cdot \eta_M \cdot \rho_K, \frac{\text{кВт}}{\text{литр}},$$

где L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$;

ρ_K – удельный вес воздуха, поступающего в цилиндры, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

τ – тактность двигателя.

Как видно из этой формулы мощность двигателя зависит от плотности поступающего в двигатель свежего заряда, коэффициента избытка воздуха, частоты вращения коленчатого вала, коэффициента наполнения, индикаторного КПД, тактности двигателя.

Увеличение частоты вращения вала, связано с повышением средней скорости поршня $C_m = \frac{Sn}{30} \text{ м/сек}$. При этом увеличиваются износы деталей двигателя и повышаются тепловые и динамические нагрузки. У бензиновых двигателей частота вращения n до 6000 об/мин , скорость поршня $14-18 \text{ м/сек}$, у быстроходных дизелей до 3000 об/мин , $C_m = 6-10 \text{ м/сек}$. Резервы повышения удельной мощности за счет повышения частоты вращения ограничены.

В современных автотракторных двигателях, которые достигли высокой степени совершенства невозможно получить существенного увеличения мощности за счёт уменьшения коэффициента избытка воздуха, повышения индикаторного и механического КПД и η_V , т. к. при доводке и регулировке двигателя всегда стремятся достичь оптимальных значений этих параметров.

Значительное повышение удельной мощности двигателя может быть получено за счёт повышения плотности поступающего в цилиндр свежего заряда при неизменном коэффициенте избытка воздуха.

Способ увеличения мощности (форсирования) за счёт одновременного увеличения количества поступающего в цилиндр весового заряда воздуха и количества топлива называется наддувом двигателя. Решение задачи форсирования двигателей в настоящее время решается главным образом применением наддува.

Увеличение мощности при наддуве оценивается по степени наддува λ_H , которая представляет собой отношение мощности (среднего эффективного давления) двигателя при наддуве к мощности двигателя без наддува:

$$\lambda_H = \frac{N_{ен}}{N_e} = \frac{p_{ен}}{p_e}$$

Степень наддува приближённо можно представить как отношение давления наддува к давлению окружающей среды:

$$\lambda_H = \left(\frac{\rho_K}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{m}},$$

где m – показатель политропы сжатия в нагнетателе.

По давлению наддува p_K условно различают три вида наддува: умеренный при $p_K \leq 0,15 \text{ МПа}$, повышенный наддув при $p_K = 0,15 \div 0,2 \text{ МПа}$ и высокий наддув при $p_K > 0,2 \text{ МПа}$.

При применении наддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей – снижаются токсичность и удельный расход топлива.

Развитие дизелей с турбонаддувом идёт главным образом в направлении увеличения степени форсирования путём повышения давления наддува, применения регулируемого наддува и промежуточного охлаждения наддувочного воздуха

1.2 Виды наддува

Необходимо кратко рассмотреть основные виды наддува скоростной, импульсный, механический, газотурбинный и комбинированный.

Скоростной наддув основан на аэродинамическом эффекте преобразования скорости потока воздуха в статическое давление. Конструктивно он может быть реализован в виде воздушного патрубка, направленного навстречу потоку воздуха при движении транспортного средства. Такой наддув не находит широкого применения, т. к. при движении со скоростью до 200 км/ч не обеспечивается достаточно количественный эффект повышения мощности.

Инерционный наддув основан на использовании колебательно-го движения газа в процессе впуска (и выпуска), вследствие чего возникает волна давления. Если настроить впускную систему так, что к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного, то произойдёт дозарядка цилиндра. Аналогичный эффект может быть получен в том случае, если к концу процесса выпуска у выпускного клапана образовалось разрежение, при этом улучшается очистка цилиндров от отработавших газов и в него поступит большее количество све-

жего заряда. Инерционный наддув даёт возможность в отдельных случаях увеличить мощность двигателей на 10 – 20 %.

Процесс «настройки» инерционных систем наддува является кропотливым и сложным, и даёт сравнительно невысокие итоговые показатели. Трубопровод скорректированной (расчётной) длины следует делать с проставками, допускающими его укорочение или удлинение. Его экспериментальная проверка заключается в прокручивании двигателя и определении давления конца сжатия или расхода воздуха.

Инерционный наддув может быть получен только при определённой «резонансной» длине трубопровода и определённом диапазоне частоты вращения.

Вместе с тем трубопровод длиной, подобранной для одной, например номинальной, частоты вращения, может обеспечивать также некоторое повышение давления при другой частоте вращения, что проявляется в волнообразном характере изменения η_V по частоте вращения. Однако увеличение наполнения неодинаково для разных частот вращения.

Для уменьшения длины впускного трубопровода во впускной системе могут устанавливаться резонаторы, однако они получаются ещё более громоздкими и в реальных двигателях не применяются.

При инерционном наддуве вследствие увеличения потерь на насосные ходы повышаются общие механические потери, что несколько уменьшает возможное повышение мощности при увеличении η_V .

В современных условиях развития двигателестроения основные значения имеют механический, газотурбинный и комбинированный наддув (сочетающий газотурбинный и механический способы наддува).

Механический наддув. При механическом наддуве нагнетатель приводится в движение от коленчатого вала двигателя. Нагнетатели могут быть роторными, роторно-зубчатыми, поршневыми или центробежными.

Привод нагнетателя может быть выполнен с постоянным или переменным передаточным числом (регулируемая гидравлическая передача).

Преимущества механического наддува (рис. 1.1) состоит в том, что он обеспечивает хороший пуск и удовлетворительную приём-

стость двигателя.

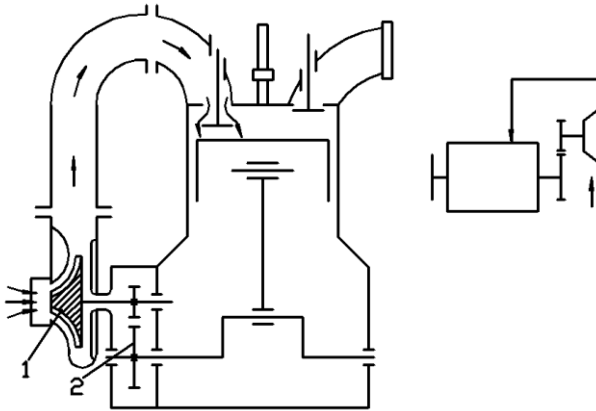


Рис. 1.1. Схема механического наддува:
1 – нагнетатель (центробежный компрессор);
2 – механическая передача

Недостаток – ухудшение экономичности двигателя, обусловленное затратой энергии на привод нагнетателя, а также ограничение наддува областью лишь его умеренных численных значений. Количество подаваемого воздуха с уменьшением нагрузки ($n = const$) остаётся постоянным, растёт α , а η_M уменьшается.

Основными параметрами, характеризующими компрессор является, степень повышения давления $\pi_K = \frac{p_K}{p_0}$, производительность равная секунднему расходу подаваемого воздуха и КПД.

При снижении КПД и повышении π_K значительно увеличивается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре (и температура T_K).

Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом представлена на рис. 1.2.

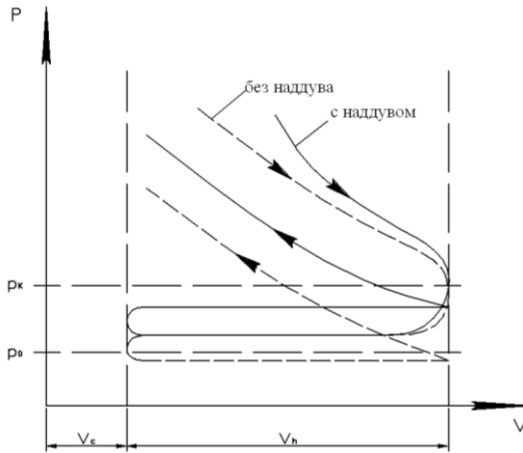


Рис. 1.2. Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом

Для двигателя с наддувом линия впуска расположена выше линии выпуска (при давлении несколько меньшем ρ_K).

Мощность двигателя с механическим наддувом:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} - N_K, \quad (1.1)$$

где N_i – индикаторная мощность двигателя;

$N_{\text{мех}}$ – мощность механических потерь;

N_K – мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель:

$$G_K = \frac{g_e N_e \alpha L_0 \varphi}{3600 \cdot 10^3}, \quad (1.2)$$

где φ – коэффициент продувки ДВС;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Механический наддув применяется при давлении наддува не выше $p_K = 0,15 - 0,16 \text{ МПа}$. При более высоких давлениях наддува мощность потребляемая нагнетателем становится значительной

(10% N_i) и экономичность двигателя существенно ухудшается.

1.3 Газотурбинный наддув

1.3.1 Основные положения

Особое внимание следует уделить изучению газотурбинного наддува (ГТН).

Он является наиболее эффективным способом увеличения агрегатной мощности двигателя.

При газотурбинном наддуве привод нагнетателя осуществляется от турбины, работающей на выпускных газах двигателя (рис. 2.1).

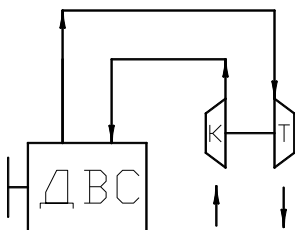


Рис. 1.3. Схема газотурбинного наддува

В процессе работы двигателя с ГТН газы через выпускные клапаны направляются в газовую турбину (Т) и, совершая работу на лопатках рабочего колеса, приводят его во вращательное движение. Рабочее колесо турбины механически связано с рабочим колесом компрессора (К). В компрессоре осуществляется сжатие воздуха, засасываемого из окружающей среды до давления наддува p_K . Сжатый воздух поступает в цилиндр двигателя через впускной клапан.

Агрегат турбонаддува включающий газовую турбину и центробежный компрессор, обычно называют турбокомпрессором (ТК). Двигатель, имеющий турбокомпрессор называют турбопоршневым или комбинированным двигателем.

По сравнению с механическим наддувом ГТН имеет следующие преимущества:

1. Количество подаваемого воздуха автоматически меняется в зависимости от мощности двигателя, в то время как при механическом наддуве расход воздуха зависит только от частоты вращения коленчатого вала;

2. При газотурбинном наддуве для привода нагнетателя используется энергия отработавших газов вследствие этого механический КПД на 4 – 6 % больше (отсутствие потерь на привод нагнетателя) и снижается удельный расход топлива;

3. ГТН осуществляется проще, т. к. не требуются сложные приводные редукторы.

4. По нагрузочной характеристике ($n = const$) g_e при мощностях менее номинальной растёт при газотурбинном наддуве медленнее (рис. 1.4).

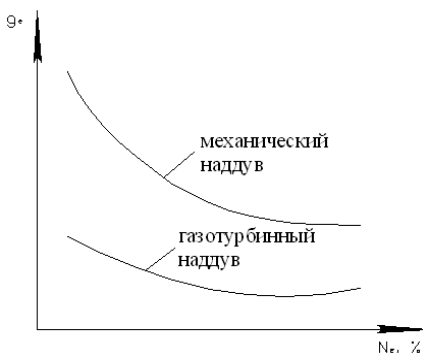


Рис. 1.4. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля

Это объясняется автоматическим изменением давления наддува в зависимости от мощности дизеля при ГТН. При механическом наддуве на каждом скоростном режиме сохраняется неизменное количество подаваемого воздуха, что при понижении мощности приводит к подаче лишнего неиспользованного воздуха и падению η_M .

В целом газотурбинный наддув является наиболее экономичным, т. к. помимо роста эффективной мощности на улучшается экономичность двигателя. ГТН позволяет повысить его мощность на 50 – 70 %, а вообще мощностью двигателя без наддува может быть удвоена и утроена. В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой напряжённости при применении наддува в дизелях их мощность увеличивается не более чем в два раза.

1.3.2 Способы подвода газов к турбине

В настоящее время нашли практическое применение три вида

систем газотурбинного наддува, отличающиеся способом подвода газов из цилиндров к турбине.

Изобарная – с турбиной постоянного давления. В этом случае выпуск газов из цилиндров производится в общий коллектор, в котором давление газа, направляемого затем к турбине, выравнивается. Далее газ поступает в турбину постоянного давления и на её лопатках расширяется до атмосферного давления. Объём общего выпускного коллектора должен быть не менее чем в 15 раз больше рабочего объёма одного цилиндра, т. к. при относительно небольшом объёме коллектора наблюдаются пульсации давлений, снижающие КПД.;

Импульсная – с импульсной турбиной. Эта система применяется для лучшего использования кинетической энергии выхлопных газов. В этом случае турбина присоединяется коротким трубопроводом к отдельному цилиндру или к группе цилиндров, наиболее отстоящих друг от друга по фазе выпуска (у которых процесс выпуска чередуется без перекрытия).

В момент открытия выпускного клапана цилиндра давление в секции коллектора резко возрастает, достигает максимума, а затем падает до тех пор, пока не начнётся выпуск в следующем цилиндре этой секции. Чтобы уменьшить потери энергии газов при истечении из цилиндра, объём секции выпускного коллектора должен быть по возможности минимальным. Газы из секции коллектора подводятся к отдельным каналам корпуса турбины. Таким образом, осуществляется парциальный подвод рабочего тела к направляющему аппарату. Схематически разделённые выпускные коллекторы при импульсном наддуве можно показать следующим образом (рис.1.5).

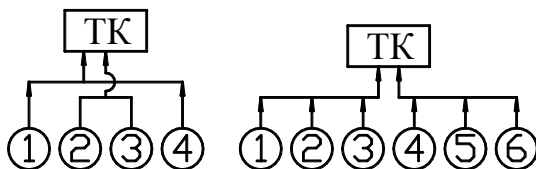


Рис. 1.5. Схемы разделённых коллекторов

Для 4-цилиндрового двигателя с порядком работы 1342 одна сек-

ция коллектора объединяет цилиндры 1, 4, а вторая – 2, 3. Сдвиг фаз выпуска газов из цилиндров одной секции равен 360° . Для 6-цилиндрового двигателя с порядком работы 1-5-3-6-2-4 в одну секцию коллектора можно объединить цилиндры 1, 2, 3, во вторую – 4, 5, 6. Сдвиг фаз в одной секции составляет 240° .

С учётом обеспечения минимального объёма выпускного коллектора турбокомпрессор предпочтительнее располагать у середины коллектора, а не у края. На многих V-образных высокоскоростных дизелях устанавливают два турбокомпрессора, по одному на каждый блок.

Серийная (последовательная) – представляет собой сочетание импульсной системы наддува в первой ступени турбины и изобарной во второй.

Турбина постоянного давления имеет более высокий КПД. Тем не менее, импульсная турбина срабатывает определённую часть кинетической энергии газа, не используемую в турбине постоянного давления и потому для сравнительно малых давлений наддува (0,18 – 0,19 МПа), когда в общей энергии выпускных газов доля энергии импульса оказывается значительной, она более рентабельна. При ГТН с постоянным давлением при перекрытии клапанов истечение в одном цилиндре влияет на истечение в другом, что ухудшает очистку цилиндров.

При импульсном наддуве очистка цилиндров улучшается из-за понижения давления в выпускном коллекторе в период перекрытия фаз распределения выпускных и впускных органов.

У дизеля с импульсной системой наддува сокращается продолжительность переходных процессов. Мгновенный наброс нагрузки при изобарной системе сопровождается резким ухудшением показателей рабочего процесса из-за медленного нарастания частоты вращения ротора турбокомпрессора и давления наддува и соответственно низкого коэффициента избытка воздуха в цилиндре.

При импульсной системе мгновенный наброс нагрузки сопровождается более быстрым нарастанием давления наддува. Это объясняется тем, что пульсация давления в выпускном коллекторе при полной подаче топлива сказывается весьма интенсивно. Поэтому возрастает энергия газов перед турбиной и частота вращения ротора турбокомпрессора.

Преимущественной системой ГТН на автотракторных дизелях

является система импульсного наддува или наддува с переменным давлением перед турбиной.

1.3.3 Схемы ГТН

Применяются главным образом две схемы связи ТК с двигателем:

1. Газовая;
2. Механическая.

Для автотракторных двигателей большее распространение получила газовая связь ТК с двигателем – свободный газотурбинный наддув.

Применение свободного ГТН ухудшает тяговые характеристики и приёмистость двигателя. Это объясняется ухудшением снабжения двигателя воздухом при уменьшении частоты вращения коленчатого вала, значительной механической и тепловой напряжённостью двигателя, инерцией вращающихся масс ТК.

Для улучшения разгона ТК на переходных режимах стремятся предельно облегчить ротор ТК или применяют несколько ТК на одном двигателе.

При механической связи двигателя с ТК (рис.1.6) его вал связан с валом двигателя. При такой системе избыточная мощность газовой турбины (высокий КПД и давление газов перед турбиной) передаётся на коленчатый вал, а при недостаточной мощности на привод нагнетателя часть недостающей мощности берётся с вала.

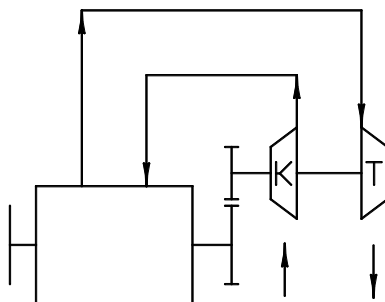


Рис. 1.6. Схема ГТН при механической связи с двигателем

Агрегат, выполненный по такой схеме, обладает высокой приёмистостью и экономичностью. Чтобы получить наибольшую экономичность целесообразно между двигателем и турбиной ввести гидромеханическую передачу (ГМ). Вследствие усложнения конструкции, вызванного применением редуктора с большим передаточным отношением, и снижения коэффициента наполнения эта схема получила ограниченное распространение.

Кроме описанных схем возможны различные конструктивные варианты систем наддува, которые представляют собой определённые комбинации механического и газотурбинного наддува. Например, наддувочный воздух может сжиматься не в одноступенчатом компрессоре, а последовательно в первой и второй ступенях компрессора, причём одна из ступеней соединена механически с двигателем (рис. 1.7).

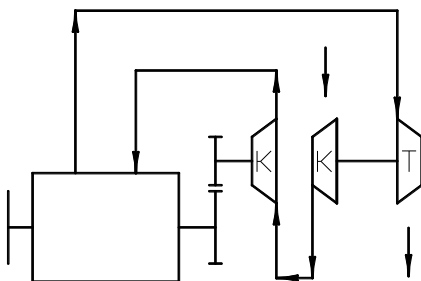


Рис. 1.7. Схема ГТН с двухступенчатым компрессором

Преимуществом такой схемы по сравнению со свободным наддувом является то, что несколько повышается приёмистость двигателя, однако топливная экономичность в этом случае ниже, чем при свободном наддуве.

Возможно создание силового агрегата, включающего поршневой двигатель с газотурбинным наддувом и отдельную силовую турбину, которая используется, например, для привода генератора постоянного тока (рис. 1.8)

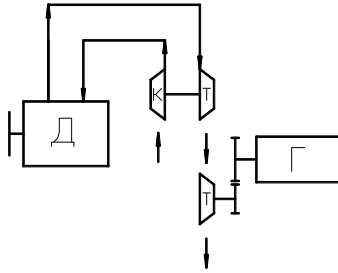


Рис. 1.8. Силовой агрегат с отдельной силовой турбиной

2 УСТРОЙСТВО И РАБОТА КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

2.1 Турбокомпрессоры

Для форсирования двигателей ГТН применяются турбокомпрессоры (ТК), сочетающие в одном агрегате газовую турбину и центробежный компрессор.

Турбокомпрессоры выпускаются двух типов – с радиальной центростремительной (ТКР) и осевой газовыми турбинами.

В системах наддува автомобильных и тракторных дизелей применяются одноступенчатые турбокомпрессоры, состоящие из центробежного компрессора и радиальной центростремительной турбины (рис 2.1). Эти турбины при малых расходах газа имеют более высокий КПД, чем осевые. Осевые турбины применяются для двигателей большой мощности.

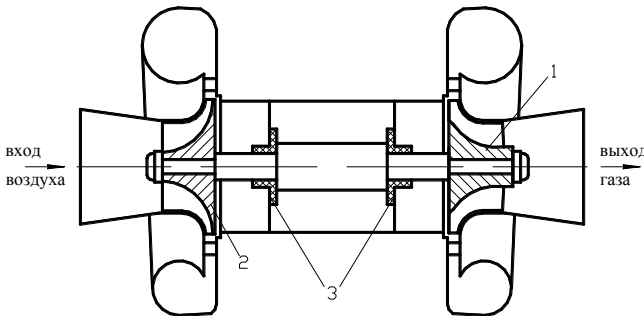


Рис. 2.1. Турбокомпрессор:

1 – рабочее колесо турбины; 2 – колесо компрессора;
3 – подшипники скольжения

Для автотракторных двигателей широкое распространение получила схема ТКР, в которой колеса турбины (1) и компрессора (2) укреплены консольно на валу турбокомпрессора, вращающемся в подшипниках скольжения 3. Масло к подшипникам подводится от системы смазывания двигателя.

Турбокомпрессоры типа ТКР имеют малую массу и обладают хорошей приёмистостью. Общий КПД их не ниже 0,5. Ресурс турбокомпрессоров приближается к ресурсу остальных узлов дизелей. Окружная скорость рабочих колёс турбокомпрессоров определяется напором, развиваемым компрессором. В зависимости от уровней окружной скорости и температуры отработавших газов выбирают материал рабочего колеса. При средней температуре газа 700 °С и более колёса турбины изготавливают из сплавов на никелевой или титановой основе.

По давлению наддува турбокомпрессоры делятся на группы:

1. Турбокомпрессоры низкого давления (исполнения Н) со степенью повышения давления π_K от 1,3 до 1,9 включительно;
2. Среднего давления (исполнения С) с π_K от 1,9 до 2,5 включительно;
3. Высокого давления (исполнение В) с π_K от 2,5 до 3,5.

Выпускается несколько моделей турбокомпрессоров, каждая из которых предназначена для наддува двигателей в определенном диапазоне мощностей. Причём, чтобы обеспечить соответствие параметров турбокомпрессора и двигателя, модели агрегатов наддува имеют модификации, которые отличаются между собой проточными частями компрессора и турбины при сохранении базовых диаметров колёс. Базовый диаметр колеса компрессора (такой же диаметр и у колеса турбины) в сантиметрах указывается последней цифрой в обозначении типоразмера турбокомпрессора. Например, ТКР – 5,5, ТКР – 6,5 и т. д. Отклонение от базового диаметра колёс турбокомпрессора допускается до 5 мм. В соответствии с РД 37.001.242-92 «ТУРБОКОМПРЕССОРЫ АВТОТРАКТОРНЫЕ. Основные параметры и размеры. Технические требования» выпускаются турбокомпрессоры: ТКР – 4,5, ТКР – 5,5, ТКР – 6,5, ТКР – 7,5, ТКР – 9. Область

применения каждой модели ограничивается зоной помпажа, максимальным расходом, при котором КПД компрессора не ниже 0,7 и максимально допустимыми частотами вращения.

Типоразмер компрессоров выбирают по заданному π_K и расходу воздуха. Степень форсирования двигателя с наддувом по среднему эффективному давлению зависит от степени наддува λ_H . При этом давление наддува в функции λ_H ориентировочно составляет:

$$p_K \approx p_0 + 0,08...0,13 \lambda_H - 1, \text{ МПа} . \quad (2.1)$$

Более низкие значения ρ_K относятся к 4-тактным двигателям.

Одно из основных направлений совершенствования турбокомпрессоров – повышение давления и производительности.

Рост производительности позволяет использовать для наддува турбокомпрессоры с малыми диаметрами колёс. Такие турбокомпрессоры имеют лучшую приемистость, что позволяет улучшить динамические качества двигателей и снизить дымность отработавших газов. Поэтому при выборе турбокомпрессора для обеспечения высокой приёмистости двигателя необходимо выбирать рабочие колёса с возможно меньшим наружным диаметром.

2.2 Устройство компрессора

Наибольшее распространение для наддува получили центробежные компрессоры. Центробежный компрессор относится к лопаточным машинам, принцип работы которых основан на динамическом взаимодействии высокоскоростного потока газа с лопатками рабочего колеса и лопатками неподвижных элементов машины. По сравнению с другими видами компрессоров (объёмными) лопаточные компрессоры более компактны и относительно просты по конструкции (рис. 2.2).

Центробежный компрессор включает входное устройство 6, рабочее колесо 2 – крыльчатка, диффузор 3, состоящий из безлопаточной и лопаточной частей (последняя может отсутствовать), воздухоборник 5, выполняемый в виде улитки. Воздух поступает во входное устройство, суживающиеся по направлению движения воздуха, что способствует устойчивости потока. Входное устройство

должно обеспечивать равномерный подвод воздуха к колесу при минимальных потерях. Рабочее колесо установлено на валу, который связан с валом газовой турбины.

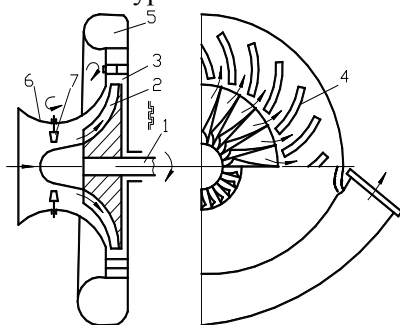


Рис. 2.2. Схема центробежного компрессора:

1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – диффузор; 4 – лопатка; 5 – воздухоотборник;
6 – входное устройство; 7 – вращающийся направляющий аппарат

Кинетическая и потенциальная (в виде давления) энергия сообщается воздуху в рабочем колесе. Кинетическая энергия на выходе из колеса составляет приблизительно половину от общей энергии потока. На выходе из компрессора необходимо иметь определенное давление. Поэтому для превращения кинетической энергии в энергию давления за рабочим колесом устанавливают диффузор – канал с увеличивающейся площадью поперечного сечения. При движении по диффузору скорость потока падает, а давление растёт. Возникающие при этом потери составляют значительную долю от общих потерь в компрессоре. При наличии в диффузоре лопаточной части 4 потери энергии уменьшаются по сравнению с диффузором без лопаток. Воздух из диффузора направляется в воздухоотборник, из него во впускной трубопровод двигателя. В зависимости от общей компоновки воздухоотборник может иметь один или несколько выходовных патрубков.

Основными параметрами, характеризующими работу центробежного компрессора являются расход воздуха через компрессор G_K , степень повышения давления $\pi_K = \frac{p_K}{p_0}$ и КПД компрессора. В одной ступени возможно получение степени повышения давления порядка 10. Считается целесообразным ограничивать степень по-

вышения давления в центробежном компрессоре величиной 3,5...4,0. При больших значениях переходят на двухступенчатый наддув. Окружные скорости рабочего колеса компрессоров на периферии превышают 400 м/с, поэтому для обеспечения высокой прочности колеса необходимо применение высококачественных материалов.

В центробежных компрессорах обычно используется полузакрытое колесо с вращающимся направляющим аппаратом, изготовленным как одно целое с колесом или отдельно. Возникновение при работе компрессора осевой силы предотвращается соответствующим расположением поясков лабиринтного уплотнения, находящихся на тыльной стороне диска колеса.

Более сложны в технологическом отношении колёса закрытого типа, отличающиеся от полузакрытых наличием покрывающего диска, существенно уменьшающего потери, связанные с перетеканием воздуха между соседними межлопаточными каналами, а также с трением воздуха о неподвижный корпус. Такого типа колёса применяются в компрессорах с высокой степенью повышения давления – судовые и стационарные двигатели

В компрессоре происходит увеличение плотности заряда, для чего необходимо затрачивать энергию.

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре от давления p_0 до p_K в предположении, что процесс сжатия происходит адиабатически:

$$L_{Kад} = C_P T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (2.2)$$

где C_P – весовая теплоёмкость газа на входе в компрессор при $p_0 = const$.

В действительности процесс сжатия происходит при наличии теплообмена и внутренних потерь. В результате фактическая работа затрачиваемая на сжатие будет больше величины работы адиабатического сжатия.

Отношение работы при адиабатическом сжатии к действительно затраченной работе – адиабатический КПД компрессора:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{Kad}}{L_K}. \quad (2.3)$$

Величина этого КПД для центробежных компрессоров 0,65...0,85. С учётом η_{ad} :

$$L_K = \frac{C_P}{\eta_{ad}} T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (2.4)$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_K = \frac{L_K \cdot G_K}{\eta_{KM}}, \quad (2.5)$$

где G_K – производительность компрессора, кг/с;

η_{KM} – механический КПД компрессора.

С учётом выражения для L_K и $C_P = \frac{\kappa}{\kappa-1} R$ получим:

$$N_K = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{R \cdot T_0 \cdot G_K}{\eta_K} \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (2.6)$$

где κ и R – показатель адиабаты и газовая постоянная для воздуха;

$\eta_K = \eta_{ad} \cdot \eta_{KM}$ – общий или эффективный КПД компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель:

$$G_K = \frac{g_e N_e \alpha L_0 \varphi}{3,6 \cdot 10^6}, \quad (2.7)$$

где g_e – удельный расход топлива;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг;

φ – коэффициент продувки.

Механический КПД центробежного компрессора $\eta_{KM} = 0,90...0,98$.

Общий КПД $\eta_K = 0,65 \dots 0,8$.

При расчёте центробежного турбокомпрессора (ТК) механические потери обычно относят к газовой турбине.

2.3 Газовая турбина

В газовой турбине осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую. Она относится к числу лопаточных машин и характеризуется высокими скоростями газового потока и высокими окружными скоростями рабочих колёс. В турбине ДВС с ГТН потенциальная энергия отработавших газов ДВС (высокие давления и температура) преобразуются в кинетическую энергию потока, а затем в механическую энергию на валу. Газовая турбина может быть осевой и радиальной. В ДВС с ГТН применяют радиальные центростремительные турбины (рис. 2.3), обладающие хорошей приспособляемостью к работе на переменных режимах. В них газ движется радиально от периферии к центру и, совершив поворот на 90° , выходит из турбины в осевом направлении.

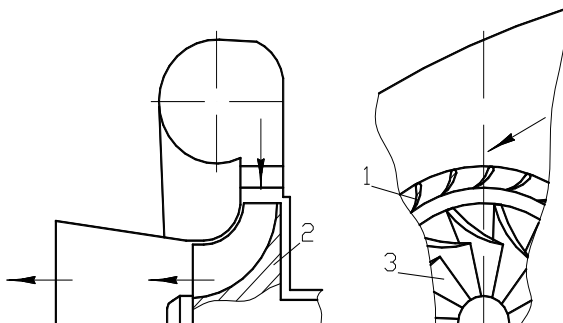


Рис. 2.3. Схема центростремительной турбины:

1 – решётка неподвижных лопаток; 2 – диск; 3 – решётка рабочих лопаток

Диск 2 несёт решётку рабочих лопаток 3. Перед рабочими лопатками расположена решётка неподвижных лопаток 1, образующих сопловой аппарат турбины.

Газ входит в сопловой аппарат с определённой скоростью, давлением и температурой. Лопатки соплового аппарата образуют суживающиеся каналы, в которых происходит расширение газа, в результате давление и температура газа падают, а скорость возрастает. Ма-

лые центростремительные турбины часто выполняют с безлопаточным направляющим аппаратом, упрощающим конструкцию.

В этом случае газ из входного патрубка поступает в улитку и из неё через кольцевую камеру на рабочие колёса. Ускорение потока перед рабочим колесом и заданное его направление определяется формой улитки. Из соплового аппарата газ попадает в межлопаточные каналы рабочего колеса. При движении через рабочую решётку он обтекает лопатки, меняя при этом направление движения. Вследствие поворота газового потока, а в большинстве случаев и ускорение его движения возникает сила, приложенная к лопаткам; тангенциальная составляющая этой силы создаёт крутящий момент на валу турбины. Появление этой силы связано с наличием разности давлений на вогнутую и выпуклую стороны лопатки, возникающей при обтекании криволинейного профиля высокоскоростным потоком. Давление на вогнутой стороне лопатки больше давления на выпуклой стороне лопатки.

В зависимости от распределения общего теплоперепада между сопловой и рабочей решётками турбины делятся на активные и реактивные.

В активных турбинах процесс расширения заканчивается в сопловом аппарате, и давление за сопловой решёткой приблизительно равно давлению на выходе из турбины. При этом отсутствует расширение в рабочей решётке, поэтому относительная скорость остаётся приблизительно неизменной по длине межлопаточного канала.

В реактивных турбинах процесс расширения газа происходит как в сопловой, так и в рабочей решётке. При этом рабочие лопатки, так же как и сопловые, образуют суживающиеся межлопаточные каналы, в которых в результате расширения газа относительная скорость увеличивается от входа в рабочий канал к выходу из него. Реактивные лопатки характеризуются более высоким КПД по сравнению с активными, и, кроме того, отклонение режима работы от расчётного меньше влияет на КПД реактивной турбины.

Осевые турбины могут быть как активными, так и реактивными, а центростремительные – только реактивными, что объясняется необходимостью преодоления поля центробежных сил при движении газа от периферии в радиальном направлении.

Отношение адиабатического теплоперепада H_D , срабатываемо-

го на рабочем колесе, к располагаемому теплоперпаду H_T называется степенью реактивности (турбины) ступени.

$$\rho = \frac{H_L}{H_T}. \quad (2.8)$$

Для центростремительных турбин $\rho = 0,45 \dots 0,55$, для осевых $0,3 \dots 0,5$.

Совершенство рабочего процесса турбины оценивается рядом КПД. Степень совершенства проточной части турбины характеризуется адиабатическим или лопаточным КПД η_{Tad} . Он учитывает потери энергии в сопловом аппарате и в рабочем колесе и равен отношению располагаемого адиабатического теплоперепада за вычетом потерь в сопловом аппарате и рабочем колесе к располагаемому (полному) теплоперпаду. Адиабатический КПД турбин $\eta_{Tad} = 0,75 \dots 0,84$. Большие значения относятся к турбинам с большим расходом газа.

Совершенство рабочего процесса турбины оценивается внутренним КПД η_{Ti} , учитывающим все потери в турбине за исключением потерь на трение в подшипниках, характеризуемых механическим КПД $\eta_{TM} = 0,9 \dots 0,96$.

Показателем эффективности преобразования располагаемого теплоперепада в механическую энергию, которая может быть снята с вала турбины, является эффективный или общий КПД:

$$\eta_T = \eta_{Ti} \cdot \eta_{TM}. \quad (2.9)$$

Эффективный КПД турбины ТК в зависимости от их размеров находится в пределах $0,72 \dots 0,82$.

Полезная мощность турбины:

$$N_T = G_T \cdot L_T \cdot \eta_T, \quad (2.10)$$

где G_T – расход газа через турбину:

$$G_T = G_K \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0} \right), \quad (2.11)$$

где G_K – количество воздуха подаваемого компрессором;

α – коэффициент избытка воздуха;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива;

L_T – адиабатическая работа 1 кг газа в турбине при расширении его от P_T^* до P_{T0} ;

$$L_T = H_T = \frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1} R_1 T_T^* \left[1 - \frac{1}{\pi_T^* \frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} \right]. \quad (2.12)$$

где T_T^* – температура заторможенного потока на входе в турбину;

T_{T0} – температура газа в конце адиабатического расширения на выходе из турбины;

κ_1 и R_1 – соответственно показатель адиабаты и газовая постоянная выпускных газов;

π_T^* – степень понижения давления газа в турбине:

$$\pi_T^* = \frac{P_T^*}{P_{T0}}; \quad (2.13)$$

P_T^* – давление заторможенного потока на входе в турбину;

P_{T0} – давление на выходе из турбины.

3 РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ. ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характе-

ристике с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведёт к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При этом увеличивается удельный расход топлива и снижается развиваемый двигателем крутящий момент. Этот недостаток проявляется тем значительнее, чем выше турбонаддув на номинальном режиме. Эффективным средством позволяющим уменьшить указанный недостаток является применение системы регулирования турбонаддува. При регулировании наддува обеспечивают уменьшение давления наддува на больших частотах вращения коленчатого вала двигателя и увеличение давления на малых, а также снижение давления наддува на малых нагрузках.

Разработке и внедрению систем регулирования наддува уделяется в настоящее время большое внимание.

3.1. Регулирование турбокомпрессоров

3.1.1 Регулирование компрессоров

Регулирование компрессоров, применяемых в комбинированных двигателях, можно разделить на дроссельное, количественное и регулирование с помощью перепуска воздуха.

Дроссельное регулирование основано на уменьшении количества всасываемого воздуха созданием искусственного сопротивления на всасывании (или нагнетании).

Применительно к условиям работы компрессора в системе воздухообеспечения двигателя дроссельное регулирование возможно для ограничения давления наддува при работе при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Дросселированием можно снизить давление наддува и, как следствие этого, давление перед турбиной и частоту вращения ротора. В результате установится новый режим совместной работы на номинальной частоте вращения коленчатого вала. Температура выпускных газов при этом может несколько возрасти, но напряженность двигателя и турбокомпрессора будет заметно снижена.

Дросселирование на нагнетании оказывает большее влияние на расход, чем дросселирование на входе. Для преодоления создаваемого при дросселировании сопротивления непроизводительно затрачивается работа турбины, вследствие чего снижается к. п. д. ТК,

поэтому регулирование компрессора дросселированием следует применять в комбинированных двигателях с невысокими значениями коэффициента приспособляемости.

Количественное регулирование основано на изменении проходных сечений лопаточных аппаратов компрессора и активной ширины колеса компрессора в соответствии с необходимым изменением расхода воздуха. Известны несколько способов изменения проходных сечений лопаточных аппаратов компрессоров:

- поворотом лопаток входного направляющего аппарата (ВНА);
- изменением проходных сечений лопаточного диффузора компрессора.
- изменением проходного сечения направляющего аппарата при помощи скользящего кольца.

При закручивании потока в направлении вращения теоретический напор будет меньше, а при закручивании потока против вращения – больше. Это положение используется в компрессорах, регулируемых поворотными лопатками вращающегося направляющего аппарата (ВНА).

Другой разновидностью количественного регулирования является изменение проходных сечений лопаточного диффузора компрессора.

При прочих равных условиях расход воздуха через компрессор пропорционален углу входа потока на лопатки диффузора, что также используется при регулировании компрессора поворотом лопаток диффузора.

Регулирование компрессора поворотом лопаток диффузора следует применять в двигателях с высокими значениями среднего эффективного давления и коэффициента приспособляемости.

Регулирование компрессора совместным поворотом лопаток входного направляющего аппарата и диффузора значительно расширяет его рабочий диапазон.

Количественное управление работой компрессора может осуществляться изменением проходного сечения направляющего аппарата при помощи скользящего кольца. Данный способ регулирования обеспечивает быстрое изменение параметров наддувочного воздуха на входе в цилиндры дизеля, что и обусловило его использование в автотракторных двигателях, имеющих высокие экологические показатели.

Регулирование с помощью перепуска воздуха основано на выпуске избыточной части воздуха из полости нагнетания компрессора.

Применительно к условиям работы в комбинированных двигателях регулирование такого типа целесообразно использовать для устранения помпажа, ограничения давления воздуха на впуске и изменения характеристики системы воздухообеспечения перепуском части воздуха на вход в газовую турбину.

При перепуске части воздуха компрессор работает с расчетной производительностью. Количество воздуха поступающего в двигатель уменьшается. Если перепускаемый воздух направлять в компрессор по касательной к лопатке у периферии входного отверстия в направлении вращения колеса, то можно также расширить диапазон регулирования компрессора. При направлении перепускаемого воздуха в турбину частично используется его энергия и снижается температура газа перед лопатками.

Если давление на входе в двигатель превышает заданное (что характерно при работе на режимах внешней характеристики с частотой вращения коленчатого вала, близкой к номинальной), то перепускной клапан открывается, давление понижается. Излишний воздух можно направлять за турбину для эжектирования газов.

Сжатый компрессором воздух при перепуске части его в газовую турбину увеличивает работу газов. В результате можно повысить давление наддува при работе двигателя с малой частотой вращения, а также отодвинуть границу помпажа. Эффективность этой системы регулирования увеличивается с ростом к. п. д. турбокомпрессора.

3.1.2 Регулирование газовых турбин

В газовых турбинах ТКР двигателей применяют качественное, количественное регулирование и регулирование с помощью перепуска газа.

Качественное регулирование осуществляется путем изменения параметров газа перед турбиной. В комбинированных двигателях такой способ регулирования возможен:

– путем повышения энергии отработавших газов при установке специальной камеры сгорания, в которую подается дополнительное топливо и воздух (система “Гипербар”). Для применения такого регулирования турбины в выпускных газах двигателя должно содержаться достаточное количество кислорода для сжигания дополнительного топлива;

– дросселированием газов, проходящих через турбину.

Дросселирование заслонкой производится за турбиной или перед ней. Если заслонка расположена за турбиной, можно менять величину противодавления за турбиной и поддерживать требуемую степень понижения давления газов в турбине. Это позволяет на режимах, близких к режимам номинальной мощности, ограничивать возрастание частоты вращения ротора ТК и давление наддува.

В центробежных турбинах с безлопаточным сопловым аппаратом дроссельную заслонку следует устанавливать в газоприемной улитке турбины. Несмотря на недостаточно высокую экономичность, дроссельное регулирование нашло применение в некоторых силовых установках.

Количественное регулирование осуществляется изменением проходных сечений турбины. Наиболее эффективна установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины (рис. 3.1):

При уменьшении проходного сечения A соплового аппарата с одной стороны возрастает скорость поступления газов в рабочее колесо, с другой стороны угол входа Z газа на лопатки турбины приближается к прямому. В результате растет частота вращения ротора и соответственно производительность ТК.

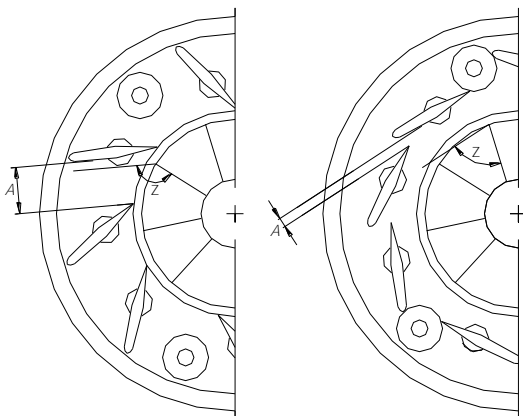


Рис. 3.1. Установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины

Для небольших ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом конструктивное исполнение регулируемых сопловых аппаратов осевых турбин весьма разнообразно. В настоящее время для серийно выпускаемых ТКР применяется способ регулирования площади проходного сечения направляющего аппарата турбины с помощью перемещающегося колпака (рис. 3.2).

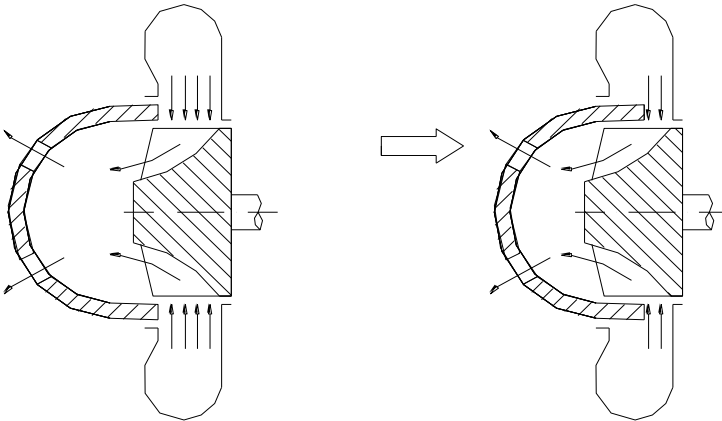


Рис. 4.2. Регулирование турбины с помощью перемещающегося колпака

Общим недостатком систем количественного регулирования проходных сечений турбины и компрессора являются относительная сложность конструкции, недостаточная надежность работы подвижных элементов и уменьшение КПД турбокомпрессора.

Регулирование с помощью перепуска газа характеризуется тем, что часть отработавших газов направляется по каналу мимо турбины. Проходное сечение соплового аппарата, а также рабочего колеса турбины выполняют соответствующим режиму максимального крутящего момента.

Полное количество газов поступает в турбину до тех пор, пока давление наддува не достигнет максимальной величины. После этого автоматически открывается перепускной клапан и часть газов перепускается мимо турбины. В результате ограничивается частота вращения ротора и давление наддува. Такой способ регулирования

широко применяется в автотракторных двигателях. Он отличается простотой конструкции и надежностью. Однако при открытии перепускного клапана, в отличие от внутреннего количественного регулирования, теряется часть энергии отработавших газов, что несколько ухудшает экономичность двигателя.

3.2 Промежуточное охлаждение надувочного воздуха

3.2.1 Общие сведения

Сжатие воздуха в центробежном компрессоре неизбежно приводит к росту температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя и, тем самым, к повышению температуры газов в рабочем цикле, что ограничивает увеличение литровой мощности двигателя. Для уменьшения теплонапряженности деталей (цилиндропоршневой группы, головок, клапанов), повышения надежности их работы, и увеличения весового количества свежего заряда в двигателях с ГТН применяется охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ), которое называется промежуточным.

Приближенно можно считать, что уменьшение температуры наддувочного воздуха на каждые 10° вследствие весового увеличения свежего заряда цилиндра ведёт к росту мощности двигателя на $\approx 2,5\%$ при неизменном коэффициенте избытка воздуха. При этом примерно на $0,5\%$ уменьшается удельный расход топлива.

В дизелях с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха имеются дополнительные резервы дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Это снижение может быть достигнуто за счёт уменьшения частоты вращения и повышения степени наддува при сохранении неизменной мощности двигателя. Здесь рост КПД двигателя достигается в результате увеличения механического КПД. Возможные негативные последствия такого мероприятия – рост механической напряженности двигателя, усугубляемый снижением разгрузочного действия сил инерции.

Наддувочный воздух можно охладить различными способами:

- а) в холодильниках рекуперативного типа – поверхностные, в которых передача теплоты от воздуха в охлаждающую среду происходит через разделяющую стенку;

- b) изменением внутренней энергии сжатого воздуха в расширительных турбинах или цилиндрах двигателя;
- c) испарением в наддувочном воздухе легко испаряющейся жидкости (воды);
- d) смешанным охлаждением.

3.2.2 Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха

Сжатие воздуха в центробежном компрессоре неизбежно приводит к росту температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя и, тем самым, к повышению температуры газов в рабочем цикле, что ограничивает увеличение литровой мощности двигателя. Для уменьшения теплонапряжённости деталей (цилиндропоршневой группы, головок, клапанов), повышения надёжность их работы, и увеличения весового количества свежего заряда в двигателях с ГТН применяется охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ), которое называется промежуточным.

Приближённо можно считать, что уменьшение температуры наддувочного воздуха на каждые 10° вследствие весового увеличения свежего заряда цилиндра ведёт к росту мощности двигателя на $\approx 2,5\%$ при неизменном коэффициенте избытка воздуха. При этом примерно на $0,5\%$ уменьшается удельный расход топлива.

В дизелях с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха имеются дополнительные резервы дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Это снижение может быть достигнуто за счёт уменьшения частоты вращения и повышения степени наддува при сохранении неизменной мощности двигателя. Здесь рост КПД двигателя достигается в результате увеличения механического КПД. Возможные негативные последствия такого мероприятия – рост механической напряжённости двигателя, усугубляемый снижением разгрузочного действия сил инерции.

Для охлаждения наддувочного воздуха наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники, в которых теплообмен происходит через разделительную стенку.

В качестве охлаждающих агентов используется атмосферный воздух или жидкость, циркулирующая в системе охлаждения двигателя.

Жидкостно-воздушные ОНВ используются при больших давлениях наддува. При умеренном наддуве эффект охлаждения незначителен, т. к. мала разница между температурой наддувочного воздуха и температурой жидкости в системе охлаждения ДВС.

Наиболее просты и эффективны системы воздушно-воздушного охлаждения наддувочного воздуха, которые получили преимущественное распространение на тракторных двигателях.

Главным преимуществом воздушно-воздушных холодильников является возможность более глубокого охлаждения наддувочного воздуха, особенно при умеренных давлениях наддува. При их применении обеспечивается разность между температурой наддувочного воздуха и окружающей среды не более 20° .

Недостаток – малая теплоёмкость воздуха, отсюда большие габаритные размеры, кроме того, усложняется конструкция воздушных трубопроводов.

Совершенство системы ОНВ оценивается коэффициентом эффективности

$$E = \frac{T'_k - T_k}{T'_k - T_{охл}}$$

где T'_k , T_k – соответственно температура воздуха на выходе из компрессора и холодильника;

$T_{охл}$ – температура охлаждающей жидкости.

Для воздушно-воздушных ОНВ $E = 0,70-0,85$, для жидкостно-воздушных $E = 0,45-0,48$.

В результате сочетания определенного вида охлаждающего теплоносителя и способа его перемещения могут быть выполнены различные схемы системы охлаждения наддувочного воздуха:

Каждая из схем имеет свои преимущества и недостатки, которые сравнивают между собой при детальной проработке системы охлаждения наддувочного воздуха для определенного двигателя. На основании такого технико-экономического обоснования и делают выбор той или иной схемы.

Система ОНВ всегда взаимодействует с системой охлаждения двигателя и оказывает определенное влияние на ее работу, поэтому

во всех случаях необходимо уточнять характеристики агрегатов системы охлаждения двигателя с учетом этого обстоятельства. Аналогичный подход необходимо осуществлять к работе системы очистки воздуха и выпуска отработавших газов в случае применения системы охлаждения наддувочного воздуха.

4 ВЛИЯНИЕ НАДДУВА НА ПРОТЕКАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ

Действительный цикл дизеля с турбонаддувом отличается от цикла без наддува в первую очередь особенностями процесса газообмена. Процесс впуска начинается с продувки камеры сжатия свежим воздухом и продолжается до закрытия впускного клапана. Качество процесса впуска характеризуется коэффициентом наполнения η_V . Для определения коэффициента наполнения дизеля с ГТН проф. М. А. Хайловым предложено уравнения:

$$\eta_V = \frac{\Delta}{\delta_T} \left[\frac{\rho_a}{\rho_K} - \frac{1 - \eta_r \frac{\rho_r}{\rho_K} - \frac{\rho_a}{\rho_K}}{\varepsilon - 1} \right], \quad (4.1)$$

где Δ – коэффициент дозарядки, учитывающий поступление свежего заряда в цилиндр после НМТ ($\Delta = 1,0 \dots 1,08$);

$\delta_T = \frac{T_K + \Delta T_K}{T_K}$ – коэффициент подогрева, учитывающий

повышение температуры свежего заряда на ΔT_K на пути от впускного коллектора до цилиндра ($\delta_T = 1,02 \dots 1,10$);

η_r – коэффициент очистки пространства сжатия, при отсутствии продувки равной нулю, при полной очистке пространства сжатия – единице ($\eta_r = 0,1 \dots 0,9$);

ρ_r – давление остаточных газов;

ρ_a – давление воздуха в начале сжатия;

ρ_K и T_K – давление и температура воздуха после компрессора.

В этой формуле в отличие от рассмотренной в теории ДВС отсутствует коэффициент остаточных газов, правильная оценка которого представляет трудности.

В двигателях с наддувом $\eta_V = 0,90 \dots 0,98$, без наддува $\eta_V = 0,75 \dots 0,90$. η_V при работе с наддувом повышается вследствие лучшей очистки камеры сжатия в результате продувки и меньшего подогрева воздушного заряда, т. к. у двигателя без наддува больше разность температур патрубков, впускных клапанов и нагнетаемого воздуха.

При работе с наддувом изменяется также характер протекания кривых η_V в зависимости от нагрузки (рис. 4.1). У двигателей без наддува с увеличением нагрузки η_V несколько снижается главным образом из-за увеличения температуры и давления остаточных газов и подогрева воздушного заряда.

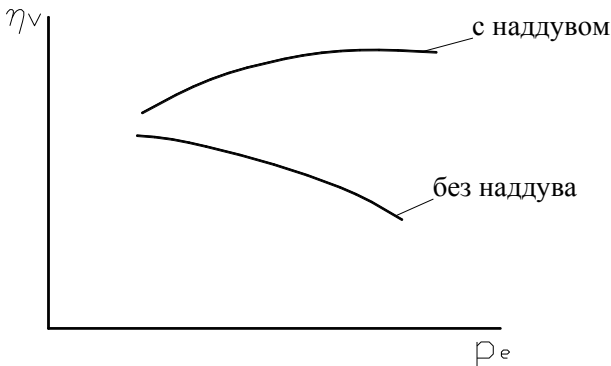


Рис. 4.1. Изменение коэффициента наполнения по нагрузочной характеристике

У двигателей с наддувом при увеличении нагрузки η_V возрастает, т. е. в известной степени осуществляется саморегулирование. Повышение η_V связано с ростом ρ_K . Повышение наполнения с увеличением нагрузки способствует сохранению коэффициента избытка воздуха в необходимых пределах.

При охлаждении наддувочного воздуха η_V несколько понижает-

ся, т. к. возрастает разность температур впускных патрубков, клапанов и подаваемого в цилиндр воздуха, вследствие чего увеличивается подогрев ΔT .

Показатели газообмена зависят от величины и характера изменения проходных сечений органов газораспределения. При одной и той же скорости воздуха и газов в проходных сечениях клапанов потери давления у двигателей с наддувом больше, т. к. больше плотность газов.

Продолжительность открытия клапанов двигателей с ГТН связана с выбором фаз газораспределения. У двигателей с импульсной системой турбонаддува применяют сравнительно небольшое перекрытие клапанов. Это можно объяснить тем, что при большом перекрытии клапанов возрастает расход воздуха и увеличивается мощность, затрачиваемая на привод компрессора. Соответственно возрастает мощность, развиваемая турбиной, и повышается противодавление; увеличивается отрицательная работа выпуска и ухудшается топливная экономичность. Необходимости в увеличении перекрытия клапанов у двигателя с импульсной системой наддува нет, т. к. вследствие большой разности давлений наддувочного воздуха и давления газов в цилиндре вблизи ВМТ осуществляется интенсивная продувка камеры сжатия.

Предварение открытия выпускного клапана до НМТ может быть выбрано несколько большим, чем у двигателей без наддува, т. к. при этом уменьшается отрицательная работа выпуска, а энергия отработавших газов используется в турбине.

Процесс сжатия отличается главным образом большей плотностью и более высокой температурой сжимаемого воздуха. Чем больше плотность воздуха, тем меньше приходящаяся на единицу его массы удельная поверхность охлаждения. Поэтому у дизелей с наддувом показатель политропы сжатия λ_1 несколько выше, чем у дизелей без наддува и находится в пределах $\lambda_1 = 1,37 \dots 1,42$.

При применении промежуточного охлаждения показатель политропы сжатия несколько увеличивается, вследствие уменьшения отвода теплоты от воздуха.

Процессы смесеобразования и сгорания у дизелей с ГТН имеют ряд характерных особенностей.

Вследствие большей плотности воздуха в конце сжатия возрас-

тает мелкость распыливания и уменьшается дальнобойность струи топлива. Поэтому для двигателей с наддувом повышают давление впрыска топлива и уменьшают эффективное проходное сечение распылителей.

Из-за больших тепловых (большая поверхность) и газодинамических потерь (потерь на перетекание) применение разделённых камер сгорания для двигателей с наддувом снижает показатели топливной экономичности. Поэтому в настоящее время большинство дизелей с наддувом выполняют с неразделёнными, главным образом открытыми камерами сгорания. В двигателях с наддувом уменьшают глубину и увеличивают диаметр камеры сгорания. Это обеспечивает повышение доли объемного смесеобразования и соответственно снижает содержание твердых частиц в продуктах сгорания.

У двигателей с наддувом повышенная концентрация кислорода в воздушном заряде, окружающем частицы топлива, позволяет снизить интенсивность движения воздуха в камере сгорания. При этом повышается коэффициент наполнения, и уменьшаются насосные потери.

Более высокая плотность и повышенная температура воздушного заряда в конце сжатия при работе с наддувом определяют особенности процесса сгорания.

При движении частиц топлива в более плотной среде увеличивается теплоотдача от воздуха к топливу, ускоряется испарение топлива и уменьшается продолжительность подготовки его к сгоранию, сокращается период задержки воспламенения (первый период сгорания). Понижается скорость нарастания давления во втором периоде сгорания (быстром сгорании). Поэтому у двигателей с наддувом жёсткость работы меньше.

При наддуве давления цикла возрастают почти пропорционально давлению наддува. При постоянном α увеличиваются температуры цикла вследствие уменьшения относительных потерь в стенке. Особенность процесса расширения у дизелей с наддувом заключается в том, что вследствие сокращения удельной поверхности охлаждения на единицу массы уменьшается относительная величина потерь теплоты в охлаждающую жидкость и возрастает продолжительность тепловыделения. В результате понижается показатель политропы расширения. Он составляет 1,20...1,25. Температура и давление газов в конце расширения у дизелей с наддувом выше, чем без наддува. Степень использования этой энергии зависит от пра-

вильности выбора системы турбонаддува, конструкции и объёма выпускного коллектора, характеристики турбины. Таким образом, к основным особенностям действительного цикла дизелей с ГТН относятся: более высокий коэффициент наполнения; больший средний показатель политропы сжатия; меньший период задержки воспламенения и средний показатель политропы расширения, меньшая скорость нарастания давления во втором периоде, большие давления и температуры цикла.

К особенностям процесса смесеобразования относятся: преимущественное применение неразделённых камер сгорания с увеличенной долей объёмного смесеобразования и меньшая оптимальная интенсивность воздушных вихрей.

При наддуве, как правило, несколько улучшается экономичность двигателя. Это связано с тем, что абсолютная величина механических потерь у двигателя с наддувом и без наддува изменяется незначительно. Мощность, получаемая в цилиндре двигателя, растёт, следовательно, увеличивается механический КПД:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_i} \quad (4.2)$$

Литровая мощность двигателей с наддувом выше, чем без наддува:

- для двигателей с ИЗ N_L до 70 кВт/л;
- для дизельных двигателей N_L до 50 кВт/л;

При применении высокого наддува дизелей для уменьшения нагрузок на детали КШМ снижают степень сжатия до 10 – 11 (минимальная ϵ обеспечивающая пуск). В результате снижения ϵ уменьшается КПД идеального цикла, и, как следствие, ухудшаются экономические показатели двигателя. Для их повышения в двигателях с ГТН увеличивают коэффициент избытка воздуха α . Последнее снижает относительное содержание токсичных компонентов и сажи в отработавших газах. Обеспечение современных экологических требований по токсичности отработавших газов дизелей невозможно без применения турбонаддува.

Следует отметить, что турбонаддув позволяет не только повысить ρ_e , но и увеличить частоту вращения. При этом растёт давле-

ние наддува, что полностью компенсирует повышение сопротивления на выпуске. С наддувом зона наименьшего расхода топлива расширяется как в сторону больших значений ρ_e , так и в сторону более высоких частот вращения.

5 СИСТЕМЫ НАДДУВА «ГИПЕРБАР» И «КОМПРЕКС»

5.1 Работа системы наддува «Гипербар»

Свободно вращающийся турбокомпрессор можно рассматривать как газовую турбину, не создающую мощности, для которой двигатель образует камеру сгорания. «Гипербар» – способ наддува, при котором к газовой турбине помимо выпускных газов ДВС подводится непосредственно из компрессора воздух, нагреваемый за счёт сжигания топлива в камере сгорания (рис. 5.1).

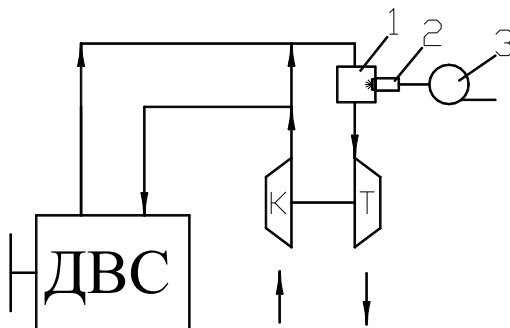


Рис. 5.1. Системы наддува «Гипербар»:
1 – камера сгорания; 2 – форсунка; 3 – топливный насос

При системе наддува по методу «Гипербар» поступающий из компрессора поток воздуха разделяется на наддувочный, подаваемый в двигатель, и дополнительный, проходящий через перепускной канал и смешивающийся затем с выпускными газами. Этот дополнительный воздух нагревается в камере сгорания и подводится к турбине.

Система наддува «Гипербар» характеризуется следующими особенностями:

1. Дизель имеет низкую степень сжатия ($\varepsilon = 7$), для того чтобы несмотря на высокое давление наддува ограничить давление в цилиндре.

2. Турбокомпрессор имеет очень высокую степень повышения давления (до 5, система наддува при необходимости двухступенчатая) и может запускаться с помощью электродвигателя. За счёт перепуска воздуха помимо двигателя и впрыска топлива в камеру сгорания турбокомпрессор может работать и при выключенном двигателе.

3. Для пуска двигателя охладитель наддувочного воздуха отключается, и воздух на входе в двигатель подогревается. Это необходимо вследствие низкой степени сжатия в цилиндре. При эксплуатации нет необходимости в предварительном подогреве в связи с тем, что воздух нагревается в компрессоре, имеющем высокую степень повышения давления; наддувочный воздух, наоборот, охлаждается.

4. Впрыск топлива в камеру сгорания и перепуск воздуха регулируются по определённым закономерностям. Небольшое запальное пламя постоянно горит в камере сгорания.

По сравнению с дизелем с газотурбинным наддувом преимуществами этого способа являются: высокое среднее эффективное давление (до 3 МПа) при максимальном давлении сгорания, не превышающем 14 МПа ($\frac{p_z}{p_e} \cong 4,65$), высокая удельная мощность, умеренная тепловая нагрузка (вследствие низкого сжатия в двигателе и низкой температуры наддувочного воздуха), благоприятный характер изменения крутящего момента и хорошая приёмистость двигателя, т. к. давление наддува поддерживается высоким и на режимах малых нагрузок.

Основным недостатком системы «Гипербар» является повышенный расход топлива вследствие низкой степени сжатия дизеля и наличия запального пламени в камере сгорания.

5.2 Система наддува «Комплекс»

Введённое швейцарской фирмой «Броун Бовери» (г. Баден) наименование «Комплекс» применяется для обозначения газодинамической машины, использующей действие волн давления, в кото-

рой как и в турбокомпрессоре, но совершенно по другому принципу воздушный заряд сжимается за счёт энергии выпускных газов. Это наименование означает, что речь идёт о машине, объединяющей в себе процессы сжатия и расширения (Comprex – англ., compression – сжатие и expanding – расширение).

Принцип действия этой системы основан (рис. 5.2) на том, что волна давления, проходящая через канал трубопровода, отражается на свободном конце отрицательно, т. е. как волна разрежения, а на закрытом конце – как волна давления, и, наоборот, всасывающая волна на открытом конце отражается как волна давления, а на закрытом – как всасывающая. В навстречу движущихся потоках давление выравнивается раньше, чем газы перемешаются.

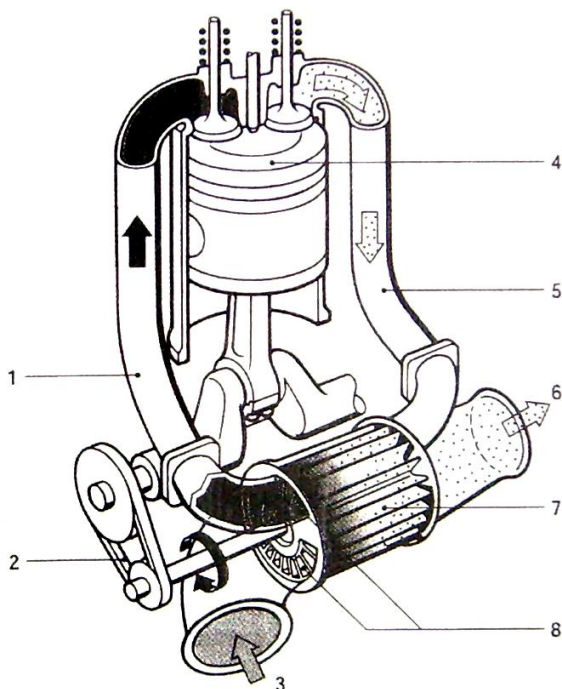


Рис. 5.2. Система «Компрекс»:

- 1 и 5 – воздушный (ВВД) и газовый (ГВД) трубопроводы; 2 – ременная передача;
- 4 – поршень; 3 и 6 – впускной (ВНД) и выпускной (ГНД) каналы; 8 – ротор;
- 7 – осевые каналы-ячейки; ВВД и ВНД – воздух высокого и низкого давления;
- ГВД и ГНД – газ высокого и низкого давления

Процессы заполнения ячеек воздухом низкого давления, сжатие воздуха в ячейках и выпуска из ячеек воздуха высокого давления в трубопроводы двигателя происходят за счёт энергии выпускных газов под действием волн давления и разряжения, проходящих в каналах – ячейках в соответствии с движением последних мимо газовых 5 и 6, а также воздушных 3 и 1 каналов (трубопроводов).

Система состоит из ротора 8 с осевыми каналами-ячейками 7 трапецеидального сечения, открытыми с торцов. Ротор укреплен на подшипниках и закрыт кожухом, приводится через ременную передачу 2 от коленчатого вала двигателя. Мощность, необходимая для вращения ротора, невелика, т. к. она расходуется только на преодоление трения в подшипниках и вентиляционных потерь. Воздушные и газовые каналы сходятся на торцевых сторонах корпуса: патрубки низкого давления воздуха ВНД и высокого давления ВВД на одной стороне и патрубки для подвода газа высокого давления ГВД и низкого давления ГНД – на другой.

Энергия для сжатия наддувочного воздуха отбирается у выпускных газов. Процессы сжатия и расширения осуществляются под действием волн давления и расширения в каналах-ячейках ротора, проходящих мимо неподвижных патрубков, впускных и выпускных для каждой из протекающих сред. Процессы, происходящие в роторе, поясним с помощью схематической развертки боковой поверхности ротора.

Газодинамический цикл начинается в зоне 1 с того, что канал-ячейка заполняется свежим воздухом под действием атмосферного давления; вертикальные штрихи на рис. 5.3 обозначают, что скорость движения газов в этой зоне равна нулю.

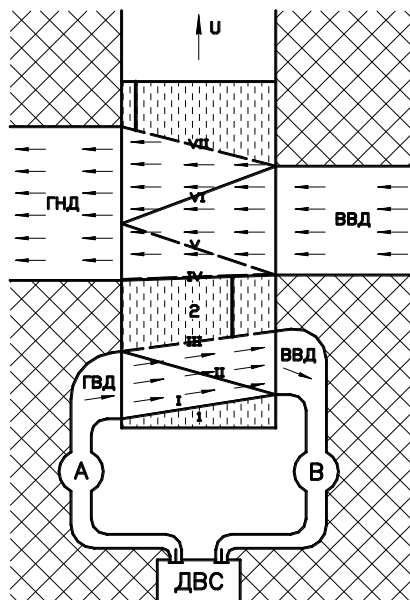


Рис. 5.3. Схема работы системы «Комплекс»

Отработавшие газы из двигателя поступают в выпускной коллектор А, из которого под постоянным давлением перетекают в ячейки ротора (ГВД). Как только вследствие вращения ротора ячейка заполненная воздухом низкого давления входит в контакт с патрубком ГВД, возникает волна давления I, которая распространяется в ячейке со скоростью звука, сжимая находящийся в ней воздух и вытесняет его в направлении патрубка ВВД. Вслед за волной давления в ячейки ротора входит газ высокого давления. Поскольку ротор вращается в направлении U, соединительная линия фронта волны в отдельных ячейках проходит под углом к осевому направлению. Волна давления I достигает конца ячейки примерно в тот момент, когда начинает открываться выход воздуха высокого давления (патрубок ВВД). Волна давления отражается от (закрытого) торца ячейки в виде волны давления II, которая дожимает свежий воздух. По мере открытия патрубка ВВД сжатый воздух вытекает во впускной коллектор В, а из него поступает в двигатель. Внезапное закрытие патрубка ГВД кромкой ячейки, создаёт в ячейке волну разрежения III, в результате давление газов снижается и скорость их движения уменьшается до нуля. Когда кромка ячейки

перекрывает патрубок ВВД, выпускные газы заполняют приблизительно $2/3$ ячейки и отделяются от имеющегося воздуха зоной перемешивания. На рис. 5.3 зона раздела показана жирной вертикальной линией. В зоне 2 давление выше атмосферного (равно давлению наддува) поэтому газы вытекают из ячейки в выпускную трубу, как только ротор поворачивается в положение, при котором ячейка сообщается с патрубком отвода газов ГНД. Правый конец ячейки закрыт, в результате возникает волна разрежения $\backslash V$, она достигает правого конца в тот момент, когда устанавливается сообщение с каналом ВВД. Эта волна разрежения и отражённые волны V , $V \backslash$ и $V \backslash \backslash$ создают повышенное давление у газового края ячейки, и газы вытекают в патрубок ГНД. При этом с воздушной стороны этой ячейки образуется разрежение, и она заполняется свежим воздухом. Когда выпускные газы и смесь газов с воздухом, естественно образующаяся при их непосредственном контакте, полностью вытекают из ячеек, цикл может начинаться вновь с 1. Осуществление такого способа наддува встретило на практике ряд трудностей.

Так для обеспечения симметричного нагревания кожуха, необходимого для сохранения малых зазоров как с торцевой, так и с боковых сторон, все каналы надо выполнить парными.

При одном повороте ротора каждый канал соответственно дважды заполняется газом или воздухом и дважды опустошается. С целью решения проблемы, связанной с тепловым расширением, разделительные перегородки между ячейками выполнены не прямыми, а изогнуты в виде буквы S. Кроме того, для снижения шума между разделительными перегородками предусмотрены различные расстояния, т. е. ячейки имеют различную ширину.

Основная трудность заключается в достижении высокой степени наддува в широком диапазоне частот вращения. Т. к. ротор приводится во вращение от коленчатого вала, то при низкой частоте вращения двигателя ротор тоже имеет низкую частоту вращения. Скорость перемещения волн давления (разрежения) равна скорости звука, которая зависит только от температуры газа или воздуха. А температура в свою очередь зависит от нагрузки (крутящего момента), а не от частоты вращения. В соответствии с этим оптимальные размеры ротора и его частота вращения могут быть определены только для одного скоростного режима. За счёт специальных выемок, размещённых в определённых местах на торцевых сторонах

статора (между впускными и выпускными каналами), фирме «Броун Бовери» удалось достичь наложение дополнительных волн давления на описанный выше скоростной цикл при отклонении условий работы от расчётных.

По сравнению с ГТН система «Комплекс» имеет следующие преимущества:

1. Более благоприятный характер изменения крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике.
2. Разгон ротора при мгновенном наборе нагрузки не требуется, т.к. здесь наддув происходит посредством волн давления.
3. Отпадает необходимость ограничения топливоподачи по давлению наддува для снижения дымности отработавших газов двигателя.
4. Для изготовления ротора и корпуса не требуется применения жаропрочных материалов, т.к. они при работе попеременно омываются горячими отработавшими газами и воздухом из окружающей среды.

Недостатками системы являются:

1. Трудности достижения эффективной работы системы в широком диапазоне частот вращения вала двигателя.
2. Увеличенные габаритные размеры.
3. Повышенная стоимость.

В настоящее время система «Комплекс» применяется для наддува бензиновых и дизельных двигателей. Наибольшие достоинства она обеспечивает на дизелях. Разработаны волновые обменники давления для наддува двигателей мощностью от 42 до 450 кВт. Они имеют степень повышения давления наддувочного воздуха до 3.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Примерное содержание курсового проекта

При изучении дисциплины «Газодинамика и агрегаты наддува» в восьмом семестре студент выполняет курсовой проект по разработке турбокомпрессора. При выполнении курсового проекта производится газодинамический расчет турбокомпрессора, расчет на прочность кор-

пуса турбокомпрессора, расчет подшипников, профилирование лопаток турбомашин и расчет охладителя надувочного воздуха.

Исходные данные каждому студенту выдаются индивидуально, недостающие для расчета величины принимаются из литературных источников.

Целью курсового проекта является:

1. Закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины «Газодинамика и агрегаты наддува», а также по ранее пройденным дисциплинам.

2. Выработка навыков самостоятельной творческой деятельности (см. «Стандарт предприятия. Курсовое проектирование» [6]).

Выполнение курсового проекта должно проводиться на протяжении всего семестра, планомерно и творчески.

Курсовой проект включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

Содержание расчетно-пояснительной записки

Разделы расчетно-пояснительной записки должны включать следующие материалы:

1. Титульный лист.
2. Задание по курсовому проекту (выдается кафедрой).
3. Введение (краткий анализ проблемы повышения литровой мощности двигателей, перспективы применения и направления развития системы газотурбинного наддува).
4. Выбор параметров турбокомпрессора (определяются давление и расход надувочного воздуха, тип турбокомпрессора)
5. Газодинамический расчет компрессора (проводится расчет основных газодинамических характеристик и размеров центробежного компрессора)
6. Газодинамический расчет турбины (проводится расчет основных газодинамических характеристик и размеров центростремительной турбины)
7. Гидродинамический расчет подшипникового узла (заключается в определении минимальной толщины масляного слоя и в определении минимального количества масла, подаваемого к трущимся

поверхностям, достаточного для длительной безаварийной работы турбокомпрессора).

8. Профилирование лопаток колеса турбины или компрессора (состоит в определении координат профилей с прямым и серповидным участками, с различными величинами “нахлеста”, а также в расчете кривой обвода и профилировании проточной части колеса).

9. Проверочный расчет охладителя надувочного воздуха (заключается в выборе его геометрических параметров и определении теплоотдающей эффективности).

10. Заключение (дается заключение о результатах выполненного проекта, приводится техническая характеристика разработанного турбокомпрессора).

11. Список использованных источников (все данные о литературном источнике приводятся с необходимой полнотой: фамилия и инициалы авторов, полное название, место издания, издательство, год издания).

12. Приложение (результаты расчета на ЭВМ профиля лопатки колеса или компрессора).

13. Оглавление (записки).

Содержание графической части курсового проекта

Графическая часть проекта включает следующие листы:

1-2. Продольный и поперечный разрезы турбокомпрессора.

3-4. Чертежи отдельных деталей, узлов ТКР, охладителя надувочного воздуха.

Оформление курсового проекта

Оформление материалов курсового проекта осуществляется в соответствии с требованиями СТП 3.01–2003 общие требования и правила оформления.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах стандартного размера (210 × 297 мм) на одной стороне листа. Все листы скрепляются вместе с титульным листом. Титульный лист и последующие

листы записки выполняются в соответствии с ГОСТ 2.105–95 ЕСКД «Общие требования к текстовым документам» [8].

Проверенный и подписанный консультантом проект (чертежи и пояснительную записку) студент защищает перед комиссией, назначенной кафедрой, с участием руководителя проекта.

В докладе приводятся основные положения по работе и выводы. После доклада студент отвечает на вопросы по существу выполненной работы. Комиссия определяет возможность зачета по проекту с дифференцированной оценкой.

Литература

1. Кухарёнок, Г. М. Газовая динамика и агрегаты наддува : методические указания по выполнению курсового проекта для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко. – Минск : БНТУ, 2009. – 48 с.

2. Двигатели внутреннего сгорания : учебник для вузов : в 3 кн. / В. Н. Луканин [и др.] ; под ред. В. Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 2005. – Кн. 1. Теория рабочих процессов. – 479 с. : ил.

3. Круглов, М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания : учебное пособие / М. Г. Круглов, А. А. Меднов. – М. : Машиностроение, 1988. – 360 с.

4. Курсовое проектирование: СТП БНТУ 3.01–2003.

5. Общие требования к текстовым документам : ГОСТ 2.105–95 ЕСКД.

6. Патрахальцев, Н. Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н. Н. Патрахальцев, А. А. Савастенко. – М. : Легион-Автодата, 2004. – 176 с. : ил.

7. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А. Э. Симсон [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976. – 288 с.

Учебное издание

КУХАРЁНОК Г М

**ГАЗОДИНАМИКА И АГРЕГАТЫ
НАДДУВА**

Учебно-методическое пособие
для студентов заочной формы получения образования
по специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

В 2 частях

Часть 2

АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Технический редактор О. В. Песенько
Компьютерная верстка Н. А. Школьниковой

Подписано в печать 2012. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 200. Заказ 466.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.