

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

Г. М. Кухарёнок

АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Пособие
для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2021

УДК 621.43.052(075.8)

ББК 31.365я7

К95

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технология и организация технического сервиса»
Белорусского государственного аграрного технического университета
(зав. кафедрой В. Е. Тарасенко);
начальник отдела силовых агрегатов ГНУ «Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси» *А. С. Климук*

Кухарёнок, Г. М.

К95 Агрегаты наддува : пособие для студентов специальности
1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» / Г. М. Кухарёнок. –
Минск : БНТУ, 2021. – 61 с.
ISBN 978-985-583-662-0.

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 621.43.052(075.8)

ББК 31.365я7

ISBN 978-985-583-662-0

© Кухарёнок, Г. М., 2021

© Белорусский национальный
технический университет, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
1. ВИДЫ НАДДУВА.....	5
1.1. Общие сведения.....	5
1.2. Скоростной наддув.....	7
1.3. Инерционный наддув.....	7
1.4. Механический наддув.....	8
1.5. Турбонадув.....	11
1.5.1. Принцип работы.....	11
1.5.2. Область применения турбонаддува.....	13
1.5.3. Системы подвода газов к турбине.....	14
1.5.4. Схемы тубонаддува.....	16
1.6. Комбинированный наддув.....	19
2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН.....	21
2.1. Турбокомпрессоры.....	21
2.2. Устройство компрессора.....	23
2.3. Газовая турбина.....	27
3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ. ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА.....	34
3.1. Регулирование турбокомпрессоров.....	34
3.1.1. Регулирование компрессоров.....	34
3.1.2. Регулирование газовых турбин.....	36
3.1.3. Турбонадув со вспомогательной электросвязью.....	41
3.2. Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха.....	44
3.2.1. Общие сведения.....	44
3.2.2. Теплообменники и системы охлаждения.....	45
4. ВЛИЯНИЕ ТУРБОНАДДУВА НА ПРОТЕКАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ.....	47
5. СИСТЕМЫ НАДДУВА «ГИПЕРБАР» И «КОМПРЕКС».....	52
5.1. Работа системы наддува «Гипербар».....	52
5.2. Система наддува «Компрекс».....	53
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА.....	59
ЛИТЕРАТУРА.....	61

ПРЕДИСЛОВИЕ

В пособии изложены учебные материалы по агрегатам наддува. Рассмотрены способы повышения литровой мощности двигателей; преимущества и недостатки различных видов наддува: скоростного, инерционного, механического, турбонадува (газотурбинного) и комбинированного; устройство и принцип работы турбокомпрессоров; регулирование турбокомпрессоров и промежуточное охлаждение наддувочного воздуха. Проанализировано влияние наддува на показатели рабочего цикла двигателей. Рассмотрены системы наддува «Гипербар» и «Компрекс».

Даны методические рекомендации по изучению агрегатов наддува.

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, позволяющие получить исчерпывающий ответ по содержанию изучаемого раздела дисциплины.

Заключительным этапом работы является выполнение курсового проекта. В пособии приведены содержание и требования к его выполнению.

1. ВИДЫ НАДДУВА

1.1. Общие сведения

Повышение производительности автомобилей и тракторов в значительной мере определяется ростом их энерговооруженности, т. е. мощностью 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 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, называется форсированием двигателей.

Эффективная литровая мощность определяется уравнением:

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

где n – частота вращения коленчатого вала, об/мин;

τ – тактность рабочего процесса двигателя;

H_U – низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг;

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

η_i – индикаторный КПД;

α – коэффициент избытка воздуха;

η_V – коэффициент наполнения;

η_M – механический КПД;

ρ_K – плотность воздуха, поступающего в цилиндры, кг/м³.

Как видно из приведенной формулы, мощность двигателя зависит от плотности поступающего в двигатель свежего заряда, коэф-

коэффициента избытка воздуха, частоты вращения коленчатого вала, коэффициента наполнения, индикаторного КПД, тактности рабочего процесса двигателя.

Увеличение частоты вращения вала связано с повышением средней скорости поршня $C_m = \frac{Sn}{30}$ м/сек. При этом увеличиваются износы деталей двигателя и повышаются тепловые и динамические нагрузки. У бензиновых двигателей частота вращения коленчатого вала n до 6000 об/мин, скорость поршня $C_m = 14-18$ м/сек, у быстроходных дизелей n до 3000 об/мин, $C_m = 6-10$ 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 счет уменьшения коэффициента избытка воздуха, повышения индикаторного, 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 счет повышения плотности поступающего в цилиндр свежего заряда при неизменном коэффициенте избытка воздуха.

Способ увеличения мощности (форсирования) за счет одновременного увеличения количества поступающего в цилиндр весового заряда воздуха и количества топлива называется наддувом двигателя. Задача форсирования двигателей в настоящее время решается путем применения 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 приближенно можно определить как отношение давления наддува к давлению окружающей среды:

$$\lambda_H = \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}},$$

где m – показатель политропы сжатия в нагнетателе.

По давлению наддува p_K условно различают три вида наддува: умеренный при $p_K \leq 0,15$ МПа, повышенный при $p_K = (0,15 - 0,2)$ МПа и высокий при $p_K > 0,2$ 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 направлено на увеличение степени форсирования путем повышения давления наддува, применения регулируемого наддува и промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Необходимо кратко рассмотреть основные виды наддува: скоростной, инерционный, механический, турбонаддув и комбинированный.

1.2. Скоростной наддув

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.

1.3. Инерционный наддув

Инерционный наддув основан на использовании колебательного движения газа в процессе впуска и выпуска, вследствие чего возникают волны давления и разрежения.

Если настроить впускную систему так, что к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного, то произойдет дозарядка ци-

линдра. Аналогичный эффект может быть получен в том случае, если к концу процесса выпуска у выпускного клапана образуется разрежение, при этом улучшается очистка цилиндров от отработавших газов и в него поступает большее количество свежего заряда. Инерционный наддув дает возможность в отдельных случаях увеличить мощность двигателей на 10–20 %.

Процесс «настройки» инерционных систем наддува сложен, кропотлив и дает сравнительно невысокие итоговые показатели.

Трубопровод скорректированной (расчетной) длины следует делать, допуская 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 определенной «резонансной» длине трубопровода и определенном 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 сложны по конструкции и в реальных двигателях не применяются.

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

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

1.4. Механический наддув

При механическом наддуве нагнетатель приводится в движение от коленчатого вала двигателя (рис. 1.1).

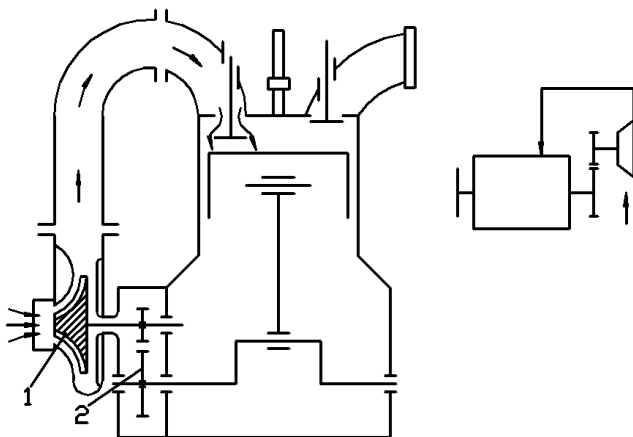


Рис. 1.1. Схема механического наддува:
 1 – нагнетатель (центробежный компрессор);
 2 – механическая передача

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 состоят в том, что он обеспечивает хороший пуск и удовлетворительную приемистость двигателя.

К недостаткам относятся 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 при неизменной частоте вращения остается постоянным, растет коэффициент избытка воздуха, а механический КПД уменьшается.

Основными параметрами, характеризующими компрессор, являются степень повышения давления $\pi_k = p_k / p_0$, производительность, равная секунднему расходу подаваемого воздуха, и КПД.

При снижении КПД и повышении π_k значительно увеличиваются работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре, и температура T_K .

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

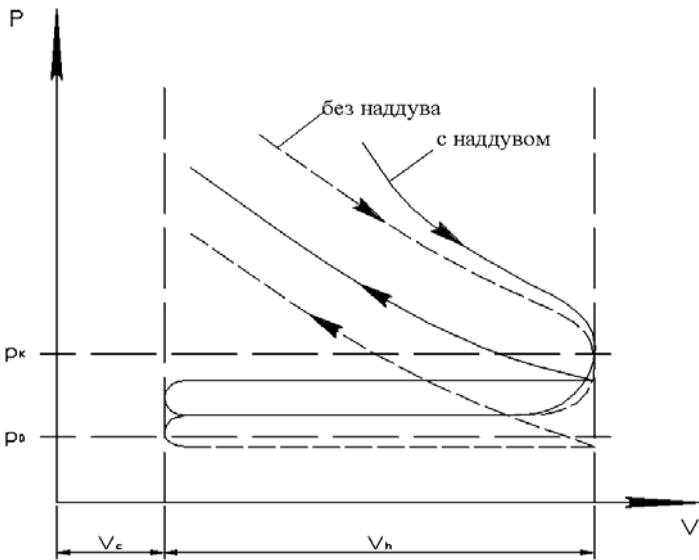


Рис. 1.2. Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом

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

Мощность двигателя с механическим наддувом:

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}} - N_k,$$

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:

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

где φ – коэффициент продувки;

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

Механический наддув применяется при давлении наддува не выше $p_K = 0,15 - 0,16$ МПа. При более высоких давлениях наддува мощность, потребляемая нагнетателем, становится значительной (10 % N_i) и экономичность двигателя существенно ухудшается.

1.5. Турбонаддув

1.5.1. Принцип работы

Особое внимание следует уделить изучению турбонаддува. Он является наиболее эффективным способом увеличения агрегатной мощности двигателя.

При турбонаддуве привод нагнетателя осуществляется от турбины, работающей за счет энергии выпускных газов двигателя (рис. 1.3).

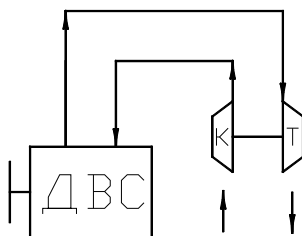


Рис. 1.3. Схема турбонаддува

В процессе работы двигателя 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 турбонаддув имеет следующие преимущества:

- 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;

- для привода нагнетателя используется энергия отработавших газов, вследствие этого механический КПД увеличивается на 4–6 % (отсутствие потерь на привод нагнетателя), а удельный расход топлива снижается;

- наддув осуществляется проще, т. к. не требуются сложные приводные редукторы;

- по нагрузочной характеристике ($n = \text{const}$) g_e при мощностях менее номинальной растет медленнее (рис. 1.4).

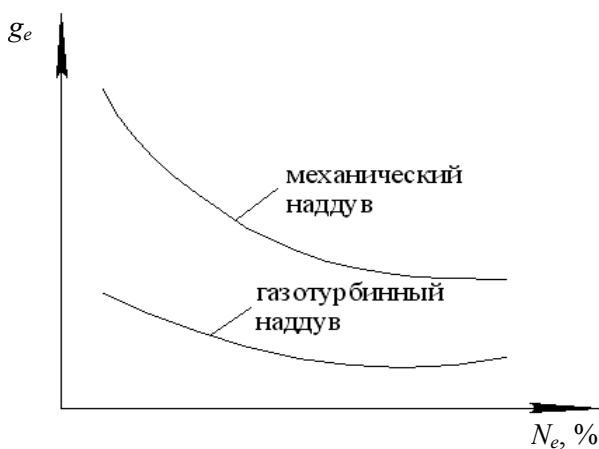


Рис. 1.4. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля

Это объясняется автоматическим изменением давления наддува в зависимости от мощности дизеля. 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 турбонаддув является наиболее экономичным, т. к. помимо роста эффективной мощности улучшается экономичность двигателя. Он позволяет повысить мощность на 50–70 %, а в общем мощность двигателя без наддува может быть удвоена и утроена. В целях обеспечения прочности и допускаемой тепловой напряженности при применении наддува в дизелях их мощность увеличивается не более чем в два раза.

1.5.2. Область применения турбонаддува

Турбонаддув традиционно применяется для наддува больших дизелей грузовых автомобилей, судов, железнодорожных локомотивов, сельскохозяйственных и строительных машин.

Применение на автомобильных дизелях легковых автомобилей. Первые дизели легковых автомобилей с турбонаддувом появились в середине 1970-х годов. Применение электронных систем впрыска топлива (1987) и турбокомпрессоров с изменяемой турбиной (1996), а также систем двухступенчатого турбонаддува (2004) значительно увеличило мировую рыночную долю по выпуску легковых автомобилей с дизельными двигателями. Все они оборудуются системой турбонаддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Применение на легковых автомобилях с бензиновыми двигателями. Первоначально турбонаддув применялся на мощных двигателях спортивных автомобилей. Ограниченно применялся на серийных автомобилях из-за неадекватной управляемости (запаздывания). В дальнейшем турбонаддув начал применяться на бензиновых двигателях малой и средней мощности для повышения КПД и повышения литровой мощности (снижения размеров) двигателя. На бензиновых двигателях, в отличие от дизелей, в настоящее время применяются нагнетатели с механическим приводом, что обусловлено хорошими характеристиками на переходных режимах. Кроме того, на бензиновых двигателях с небольшим рабочим объемом применяется комбинированный наддув. Турбокомпрессор с изменяемой геометрией турбины имеет ограниченное применение на бензиновых двигателях вследствие высокой температуры отработавших газов и затрат, связанных с использованием этой технологии.

В настоящее время для снижения выбросов вредных веществ и расхода топлива турбонаддув применяется на новых бензиновых

двигателях с малыми рабочими объемами и меньшим количеством цилиндров.

1.5.3. Системы подвода газов к турбине

В настоящее время практическое применение нашли три вида систем турбонаддува, 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 ее лопатках расширяется до атмосферного давления. Объем общего выпускного коллектора должен не менее чем в 15 раз превышать рабочий объем одного цилиндра, т. к. при относительно небольшом объеме 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 начнется выпуск в следующем цилиндре этой секции. Чтобы уменьшить потери энергии газов при истечении из цилиндра, объем 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 разделенные выпускные коллекторы при импульсном наддуве можно показать следующим образом (рис. 1.5).

Для 4-цилиндрового двигателя с порядком работы 1-3-4-2 одна секция коллектора объединяет цилиндры 1 и 4, а вторая – 2 и 3. Сдвиг фаз выпуска газов из цилиндров одной секции равен 360° . Для 6-тицилиндрового 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° .

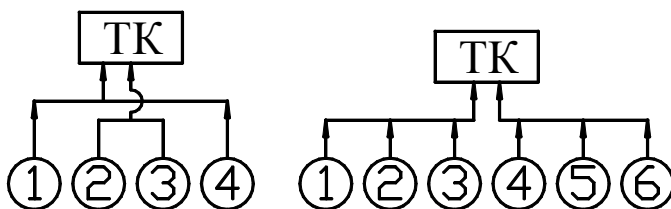


Рис. 1.5. Схемы разделенных коллекторов

С учетом обеспечения минимального объема 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.

Сериесная (последовательная) система 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 отрабатывает определенную 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 наддуве 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 турбонаддува на автотракторных дизелях является система импульсного наддува или наддува с переменным давлением перед турбиной.

1.5.4. Схемы турбонаддува

Для автотракторных двигателей большее распространение получила газовая связь ТК с двигателем – *свободный наддув* (см. рис. 1.3).

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

Для улучшения разгона ТК на переходных режимах стремятся предельно облегчить ротор ТК.

Возможно создание силового агрегата, включающего поршневой двигатель с газотурбинным наддувом и отдельную силовую турбину, которая используется, например, для привода генератора постоянного тока (рис. 1.6).

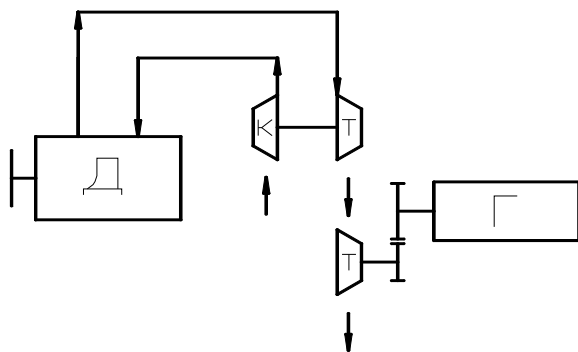


Рис. 1.6. Силовой агрегат с отдельной силовой турбиной

Учитывая современные требования к двигателям внутреннего сгорания по мощности, экономичности, экологичности, а также

опыт зарубежных производителей двигателей, применяются схемы турбонаддува, в которые входят два, а иногда, и три турбокомпрессора. При применении таких схем достижимые пределы мощности двигателя могут быть значительно расширены по сравнению с одноступенчатым наддувом. Повышается эффективность подачи воздуха в цилиндры и одновременно с этим снижается удельный расход топлива двигателя.

Наиболее известны схемы с двумя турбокомпрессорами, из которых применяются три. Первая схема – с двумя турбокомпрессорами, работающими параллельно; вторая схема – с последовательно работающими турбокомпрессорами, когда один работает постоянно, а второй включается в работу на определенных режимах; третья схема – двухступенчатый турбонаддув.

Система двухступенчатого турбонаддува состоит из двух турбокомпрессоров разного размера, установленных последовательно в выпускном и впускном трактах. В системе используется клапанное регулирование потока отработавших газов и нагнетаемого воздуха. Схема двухступенчатого регулируемого наддува изображена на рис. 1.7.

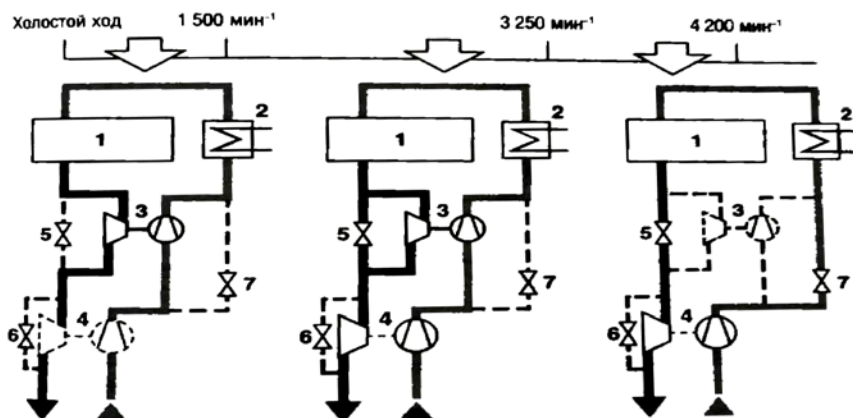


Рис. 1.7. Схема двухступенчатого регулируемого наддува
 1 – двигатель; 2 – охладитель наддувочного воздуха; 3 – турбокомпрессор ступени высокого давления; 4 – турбокомпрессор ступени низкого давления; 5 – перепускной клапан турбины; 6 – перепускной клапан; 7 – перепускной клапан компрессора

При низкой частоте вращения коленчатого вала перепускной клапан турбины закрыт. Отработавшие газы проходят через малую турбину турбокомпрессора высокого давления и далее через большую турбину. Давление отработавших газов невелико. Поэтому большая турбина почти не вращается. На впуске перепускной клапан компрессора закрыт. Воздух проходит последовательно через большой (первая ступень) и малый (вторая ступень) компрессоры.

С повышением частоты вращения осуществляется совместная работа турбокомпрессоров. Перепускной клапан турбины постепенно открывается. Все большая часть потока отработавших газов идет непосредственно через турбину ступени низкого давления, которая раскручивается все более интенсивно. На впуске большой компрессор сжимает воздух с определенным давлением, но оно недостаточно большое. Поэтому далее сжатый воздух поступает в малый компрессор, где происходит дальнейшее повышение давления. Перепускной клапан компрессора по-прежнему закрыт.

При полной нагрузке перепускной клапан турбины полностью открыт. Газы практически полностью проходят через большую турбину, раскручивая ее до тех пор, пока поток не направляется в обход турбины низкого давления следующим перепускным клапаном. Малая турбина останавливается. На впуске большой компрессор обеспечивает максимальное давление наддува. Малый компрессор, наоборот, создает препятствие для воздуха, поэтому в определенный момент открывается перепускной клапан компрессора и сжатый воздух поступает напрямую к двигателю.

После второй ступени наддува обязательно наличие охладителя наддувочного воздуха (ОНВ), в котором температура воздуха уменьшается. В современных двигателях широко применяется ОНВ и после первой ступени наддува.

Таким образом, система двухступенчатого турбонаддува обеспечивает эффективную работу турбокомпрессоров на всех режимах работы двигателя. Система разрешает известное противоречие дизельных двигателей между высоким крутящим моментом на низкой частоте вращения и максимальной мощностью на высокой. С помощью двухступенчатых турбокомпрессоров номинальный крутящий момент достигается быстро и поддерживается в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала двигателя, а также обеспечивается максимальное повышение мощности. Применение

данной системы вместе с системой рециркуляции отработавших газов, новейшими системами питания топливом, сажевыми фильтрами и окислителями-нейтрализаторами позволяет достигать современных экологических показателей двигателей.

На дизелях ММЗ высокого экологического уровня применяются два турбокомпрессора одинакового размера, регулирование давления наддува в которых происходит путем перепуска части отработавших газов мимо колеса турбины при превышении давления наддува до определенного значения. Охладитель наддувочного воздуха размещается после второй ступени наддува.

1.6. Комбинированный наддув

Комбинированный наддув представляет собой сочетание газотурбинного и механического наддува, позволяющее осуществлять двухступенчатое сжатие воздуха перед подачей его в цилиндры двигателя.

Обычно компрессор, приводимый от коленчатого вала, представляет собой вторую ступень сжатия и обеспечивает подачу воздуха в цилиндры в период пуска дизеля и его работу на малых частотах вращения.

Например, наддувочный воздух может сжиматься не в одноступенчатом компрессоре, а последовательно в первой и второй ступенях компрессора, причем одна из ступеней соединена механически с двигателем (рис. 1.8).

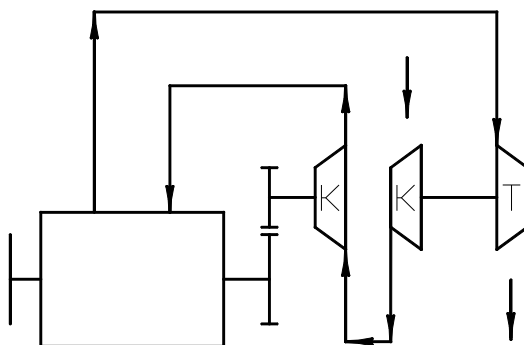


Рис. 1.8. Схема комбинированного наддува

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

Комбинированный наддув наиболее широко применяют в двухтактных дизелях большой мощности, в которых не всегда удается получить баланс мощности, необходимой для качественной продувки и достаточного наполнения цилиндров дизеля воздухом только за счет свободного турбокомпрессора. На практике применяют несколько схем комбинированного наддува, обеспечивающих достаточно высокую экономичность и надежность работы дизелей во всем диапазоне нагрузок, в том числе и при минимально устойчивой частоте вращения.

2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

2.1. Турбокомпрессоры

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

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

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

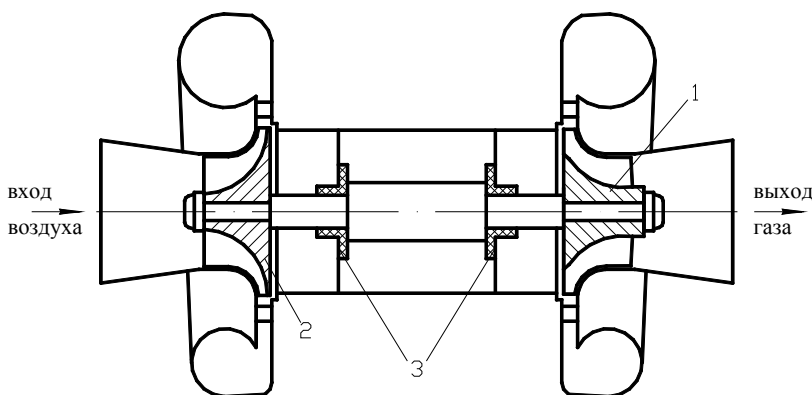


Рис. 2.1. Турбокомпрессор:
1 – рабочее колесо турбины, 2 – колесо компрессора,
3 – подшипники скольжения

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 приемистостью. Общий КПД их не ниже 0,5. Ресурс турбокомпрессоров приближается к ресурсу остальных узлов дизелей. Окружная скорость рабочих колес 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 колеса турбины изготавливают из сплавов на никелевой или титановой основе.

По давлению наддува турбокомпрессоры делятся на три 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 (исполнения 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. Причем, 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 колес. 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 колес 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:

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

Более низкие значения p_K относятся к 4-хтактным двигателям.

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

Рост производительности позволяет использовать для наддува турбокомпрессоры с малыми диаметрами колес. Такие турбокомпрессоры имеют лучшую приемистость, что позволяет улучшить динамические качества двигателей и снизить дымность отработавших газов. Поэтому при выборе турбокомпрессора для обеспечения высокой приемистости двигателя необходимо выбирать рабочие колеса 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 (объемными) 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), воздухоотборник 5, выполняемый в виде улитки.

Воздух поступает во входное устройство, суживающееся 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.

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 энер-

гию давления за рабочим колесом устанавливают диффузор – канал с увеличивающейся площадью поперечного сечения. При движении по диффузору скорость потока падает, а давление растет. 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 воздухохоборник, из него во впускной трубопровод двигателя. В зависимости от общей компоновки воздухохоборник может иметь один или несколько выходных патрубков.

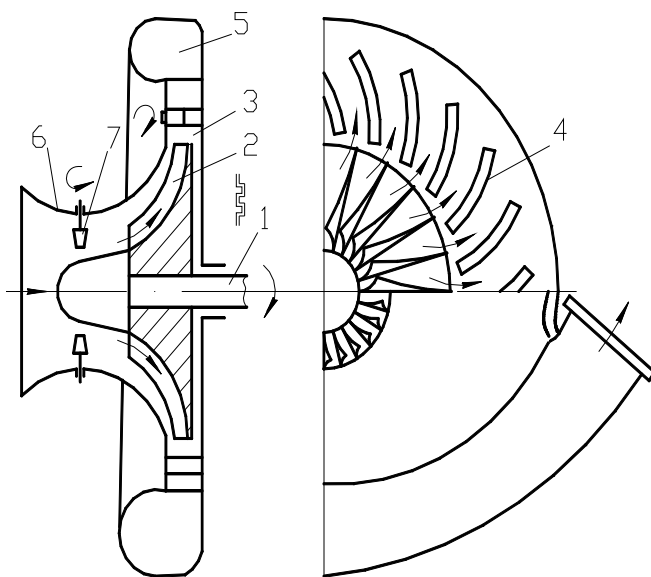


Рис. 2.2. Схема центробежного компрессора:

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

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 повышения 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 колеса 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 колеса 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:

$$L_{K\text{ ад}} = C_p T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right),$$

где C_p – весовая теплоемкость газа на входе в компрессор при $p_0 = \text{const}$.

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 называется адиабатическим КПД компрессора:

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{L_{K \text{ ад}}}{L_K}.$$

Величина этого КПД для центробежных компрессоров 0,65...0,85. С учетом $\eta_{\text{ад}}$:

$$L_K = \frac{C_p}{\eta_{\text{ад}}} T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right).$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_K = \frac{L_K \cdot G_K}{\eta_{KM}},$$

где G_K – производительность компрессора;
 η_{KM} – механический КПД компрессора.

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

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

где κ и R – показатель адиабаты и газовая постоянная для воздуха;
 $\eta_K = \eta_{\text{ад}} \cdot \eta_{KM}$ – общий или эффективный КПД компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель:

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

где g_e – удельный расход топлива;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха;

φ – коэффициент продувки.

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

Общий КПД $\eta_K = 0,65 \dots 0,8$.

При расчете центробежного турбокомпрессора механические потери обычно относят к газовой турбине.

Условия работы компрессора комбинированного двигателя имеют свои особенности:

- пульсирующий характер подачи воздуха в цилиндры двигателя;
- широкий диапазон изменения расхода воздуха и характеристики его подачи в зависимости от режима работы двигателя;
- необходимость быстрого изменения рабочего режима компрессора в соответствии с изменением режима двигателя.

Режим совместной работы поршневой части и компрессора должен быть достаточно удален от границы неустойчивой работы – линии помпажа на характеристике компрессора. Кроме того, компрессор на всех режимах должен работать с высоким КПД.

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 колес. В турбине 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 применяют радиальные центробежные 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.

Диск 2 несет решетку рабочих лопаток 3. Перед рабочими лопатками расположена решетка неподвижных лопаток 1, образующих сопловой аппарат турбины.

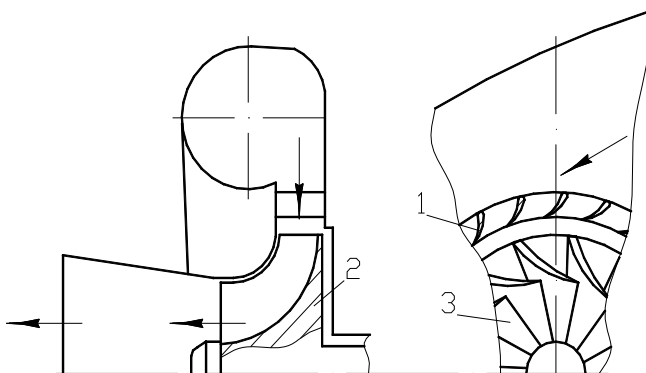


Рис. 2.3. Схема центробежной турбины:
 1 – решетка неподвижных лопаток; 2 – диск; 3 – решетка рабочих лопаток

Газ входит в сопловой аппарат с определенной 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. Малые центробежные турбины часто выполняют с безлопаточным направляющим аппаратом, упрощающим конструкцию.

В этом случае газ из входного патрубка поступает в улитку и из нее через кольцевую камеру на рабочие колеса. 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 решетку он обтекает лопатки, меняя при этом направление движения. Вследствие поворота газового потока, а в большинстве случаев и ускорения его движения, возникает сила, приложенная к лопаткам; тангенциальная составляющая этой силы создает 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 решетками турбины делятся на активные и реактивные.

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

В реактивных турбинах процесс расширения газа происходит как в сопловой, так и в рабочей решетке. 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 расчетного 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.

Особенности работы турбины

Для автотракторных дизелей применяют центростремительные реактивные газовые турбины, обладающие хорошей приспособляемостью к работе на переменных режимах.

По диаграмме в координатах $i-s$ проследим за изменением параметров рабочего процесса турбины (рис. 2.4).

Параметры на входе в турбину T_T и P_T , после соплового аппарата T_1 и P_1 , на выходе из турбины T_0 и P_0 , заторможенного потока на входе T_T^* и P_T^* .

При адиабатическом расширении газа в элементах газовой турбины его состояние в координатах $i-s$ изменяется по прямой линии $T_T^* - T'_{T_0}$. При этом общий располагаемый теплоперепад равен H_T , теплоперепад в сопловом аппарате H_C и на лопатках рабочего колеса H_L .

Отношение адиабатического теплоперепада H_L , срабатываемого на рабочем колесе, к располагаемому теплоперепаду H_T называется степенью реактивности (турбины) ступени.

T_{T_0}' – 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:

$$\pi_T^* = \frac{P_T^*}{P_{T_0}}$$

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

P_{T_0} – давление на выходе из турбины.

Преобразование энергии в газовой турбине сопровождается потерями, основными из которых являются связанные:

– с преодолением сопротивления в сопловом аппарате и рабочем колесе;

– с утечкой газа через зазоры;

– с выходной скоростью, т. е. потери, определяемые величиной кинетической энергии газа, покидающего рабочее колесо;

– с преодолением трения торцевых поверхностей турбины о газ;

– с преодолением трения в подшипниках вала турбины.

В результате действительный процесс расширения газа в турбине является не адиабатическим, а протекает по сложному политропному закону: по линии $T_T - T_{T_0}$. При этом действительный теплоперепад, срабатываемый в турбине h_T , меньше располагаемого H_T .

Совершенство рабочего процесса турбины оценивается рядом КПД. Степень совершенства проточной части турбины характеризуется адиабатическим или лопаточным КПД $\eta_{T\text{ад}}$. 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) теплоперепаду. Адиабатический КПД турбин $\eta_{T\text{ад}} = 0,75...0,84$. 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:

$$\eta_T = \eta_{Ti} \cdot \eta_{TM}.$$

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

Полезная мощность турбины:

$$N_T = G_T \cdot L_T \cdot \eta_T,$$

где G_T – расход газа через турбину;

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

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

где G_K – количество воздуха, подаваемого компрессором;

α – коэффициент избытка воздуха;

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

Адиабатическая работа определяется по соотношению:

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

Газовые турбины двигателей предназначаются для использования энергии выпускных газов поршневой части. Поэтому условия работы этих турбин характеризуется в основном следующим:

- а) протеканием рабочего цикла поршневой части;
- б) схемой подвода газов из поршневой части;
- в) типом связи между турбиной, компрессором и поршневой частью;
- г) условием работы комбинированного двигателя.

При расчете турбины свободного турбокомпрессора исходными данными является равенство частоты вращения колес компрессора и турбины, расходов воздуха через компрессор и двигатель, количества выпускных газов, выходящих из двигателя и поступающих в турбину, а также равенства работы выпускных газов в турбине и работы, затрачиваемой для сжатия воздуха в компрессоре.

Выбор параметров для расчета и расчетного режима зависит от требований к турбине:

- наиболее полное использование энергии выпускных газов при приемлемых условиях работы двигателя на всех режимах;
- обеспечение наиболее низкого противодавления на выпуске из поршневой части;
- наиболее полное срабатывание энергии импульса выпускных газов (для импульсной);
- быстрое изменение режима работы турбины при изменении режима работы двигателя.

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ. ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характеристике с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведет 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 способом, 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 воздухооборудования 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 КПД 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;
- 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.

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

При прочих равных условиях расход воздуха через компрессор зависит от угла входа потока на лопатки диффузора, что также используется при регулировании компрессора поворотом лопаток диффузора, которое применяется 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 исполь-

зование 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 КПД 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 противодействия 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 центростремительных 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.

Для небольших ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом конструктивное исполнение регулируемых сопловых аппаратов турбин весьма разнообразно.

Применяется способ регулирования площади проходного сечения направляющего аппарата турбины с помощью перемещающегося колпака (рис. 3.1).

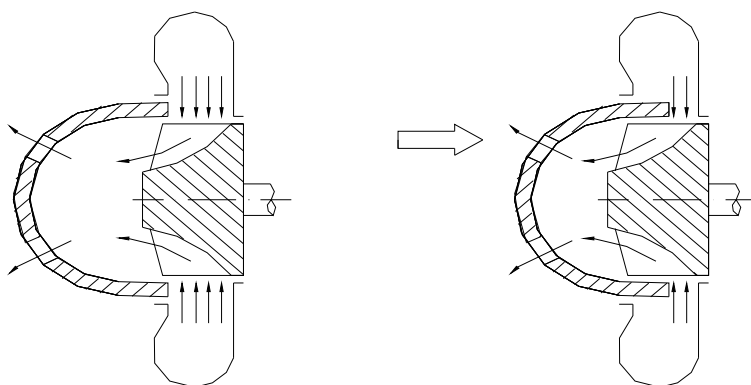


Рис. 3.1. Регулирование турбины с помощью перемещающегося колпака

На сегодняшний день одним из наиболее популярных способов регулирования наддува дизелей является установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины (рис. 3.2). На бензиновых двигателях этот способ применяется реже в силу более высокой температуры отработавших газов (ОГ).

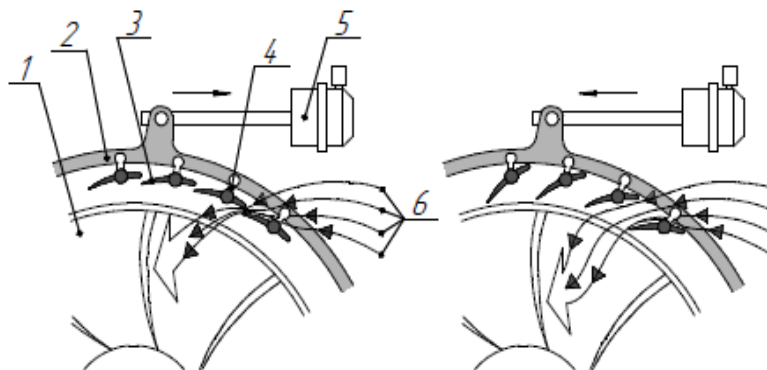


Рис. 3.2. Положения направляющих лопаток:

- 1 – колесо турбины; 2 – подвижное кольцо; 3 – подвижная направляющая лопатка;
 4 – связь направляющей лопатки с кольцом; 5 – исполнительный механизм;
 6 – поток отработавших газов

Подвижные направляющие лопатки соплового аппарата изменяют поперечное сечение каналов, через которые ОГ устремляются на крыльчатку турбины. Этим они согласовывают возникающее в турбине давление газа с требуемым давлением наддува. При низкой нагрузке на двигатель подвижные лопатки открывают небольшое поперечное сечение каналов так, что увеличивается противодавление ОГ. Поток газов развивает в турбине высокую скорость, обеспечивая высокую частоту вращения вала компрессора. При этом поток ОГ действует на более удаленную от оси вала область лопаток крыльчатки турбины.

При высокой нагрузке направляющие лопатки открывают большее поперечное сечение каналов, что уменьшает скорость течения потока ОГ. Вследствие этого турбокомпрессор при равном количестве ОГ меньше ускоряется и работает с меньшей частотой при большем количестве газов. Этим способом ограничивается давление наддува.

Поворотом управляющего кольца изменяется угол направления лопаток, которые устанавливаются на желаемый угол либо непосредственно отдельным управляющим рычагом, укрепленным на лопатках, либо поворотными кулачками. Поворот кольца осуществляется при помощи управляющего пневматического цилиндра под действием разрежения или давления воздуха либо, как вариант, при помощи электродвигателя с обратной связью по положению лопаток (датчик положения). Вместе с тем можно устанавливать давление наддува наилучшим образом в зависимости от различных входных величин. Нагнетатель с изменяемой геометрией в положении покоя открыт и поэтому безопасен, т. е. при отказе управления ни он сам, ни двигатель не повреждаются. Происходит лишь потеря производительности на низких частотах вращения коленчатого вала.

Такой способ регулирования реализован в турбокомпрессоре с изменяемой геометрией турбины (система VTG – Variable Geometry Turbine), который показан на рис. 3.3.

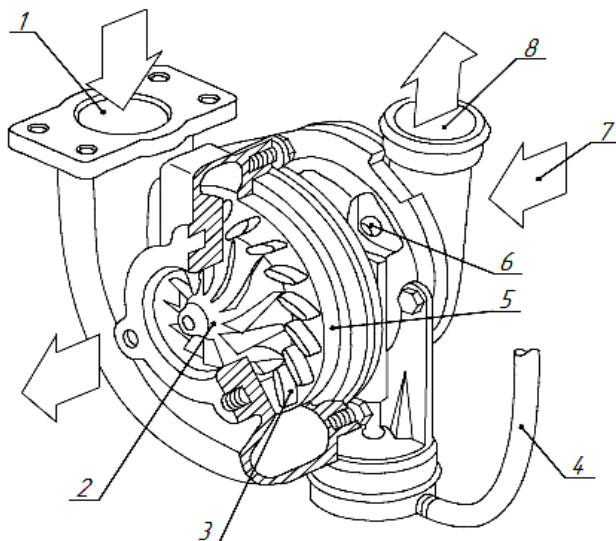


Рис. 3.3. Турбокомпрессор с изменяемой геометрией турбины:

- 1 – подвод отработавших газов; 2 – колесо турбины;
- 3 – подвижная лопатка соплового аппарата; 4 – трубка подвода разрежения к исполнительному механизму; 5 – подвижное кольцо для поворота лопаток;
- 6 – канал подвода масла; 7 – подвод чистого воздуха;
- 8 – подача сжатого в компрессоре воздуха

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. Проходные сечения соплового аппарата, а также рабочего колеса турбины выполняются соответствующими режиму максимального крутящего момента.

Турбокомпрессор с перепускным клапаном показан на рис. 3.4.

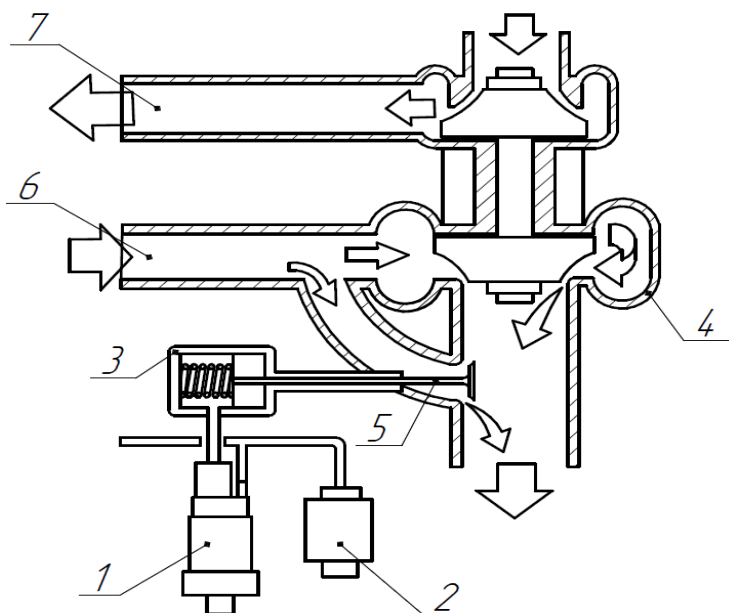


Рис. 3.4. Турбокомпрессор с перепускным клапаном:

- 1 – электропневматический преобразователь давления наддува;
- 2 – вакуумный насос; 3 – исполнительный механизм; 4 – турбина;
- 5 – перепускной клапан; 6 – канал подвода отработавших газов;
- 7 – канал подачи сжатого воздуха в компрессоре

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.

3.1.3. Турбонаддув со вспомогательной электросвязью

Задачи устранения недостатков турбонаддува, связанные с инертностью турбокомпрессора и недостатком энергии отработавших газов на низких частотах вращения, решают и системы с дополнительной электросвязью (EBS – Electric Boosting Systems).

Преимущество таких систем в относительной легкости передачи энергии. Может использоваться как существующая электрическая система (12-вольтовая) либо отдельные, более мощные системы (например, 42-вольтовые).

Схема наддува с электрическим приводом дополнительного компрессора

Одним из способов улучшения характеристики двигателя как на установившихся, так и на переходных режимах, является применение дополнительного компрессора с электрическим приводом. В такой схеме процесс сжатия воздуха в компрессоре не зависит от стояния ОГ, соответственно, воздухоснабжение при низких частотах существенно улучшается.

На рис. 3.5 показана схема такой системы. Небольшое преимущество с энергетической точки зрения и гибкости в компоновке имеет расположение вспомогательного компрессора перед турбокомпрессором. При условии наличия необходимой электрической энергии система представляет собой аналог двухступенчатого регулируемого наддува. Когда наддув производится только от турбокомпрессора, для уменьшения потерь воздух перепускается мимо дополнительного компрессора.

При 12-вольтовой бортовой электрической системе кратковременно можно получить не более 2 кВт электрической энергии. При-

чем это значение почти не зависит от объема двигателя. Таким образом, преимущества системы больше проявляются в малолитражных двигателях и при низких частотах вращения в начале процесса разгона. Дальнейшие попытки сокращения времени достижения максимального давления посредством использования более мощных электродвигателей приносят небольшой эффект, поскольку момент инерции электродвигателя растет интенсивнее его мощности.

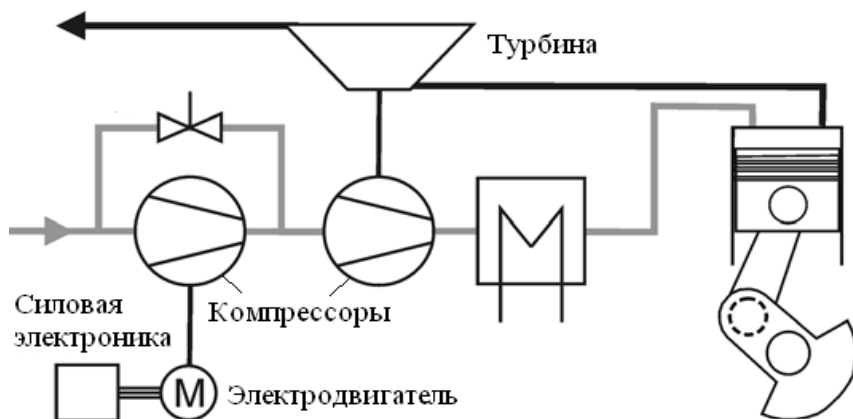


Рис. 3.5. Схема наддува с электрическим приводом дополнительного компрессора

Схема наддува с комбинированной газовой и электрической связью компрессора

Схема данного типа наддува изображена на рис. 3.6.

В этой схеме электродвигатель установлен непосредственно на валу турбокомпрессора. При ее применении размеры турбокомпрессора незначительно увеличиваются вследствие компоновки электродвигателя и вспомогательных компонентов. Тепловая нагрузка на электродвигатель из-за близости турбины является значительной даже тогда, когда он не работает. Это выдвигает соответствующие требования к системе охлаждения. По этой же причине силовая и управляющая электроника размещены отдельно от турбокомпрессора в моторном отсеке.

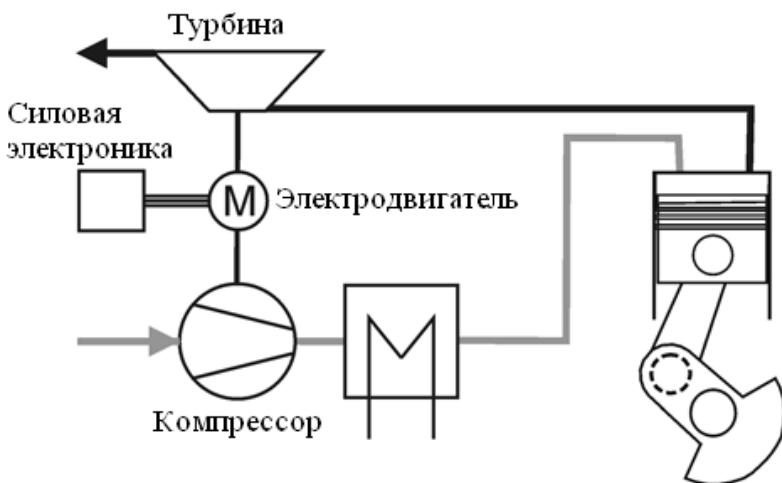


Рис. 3.6. Схема наддува с комбинированной газовой и электрической связью компрессора

Из-за установки электродвигателя момент инерции ротора увеличивается. Несмотря на это, протекание переходных режимов улучшается. Поскольку сам компрессор и его характеристика не изменяются, повышение момента на установившихся режимах возможно лишь в узких пределах. Например, в диапазоне частот вращения вала двигателя, где компрессор из-за недостаточной энергии отработавших газов работает близко к границе помпажа. Хотя ограничивающим фактором опять же является наличие достаточного количества электроэнергии, получить увеличение среднего эффективного давления во всем диапазоне частот вращения с помощью такой системы невозможно. Кроме того, в сравнении с предыдущей системой (см. рис. 3.5), есть еще один недостаток, связанный с переходной характеристикой. В то время как в предыдущей системе электродвигателю необходимо раскручивать только относительно легкий компрессор и собственный ротор, то в рассматриваемой схеме к ним добавляется относительно тяжелая турбина. Это и определяет ее худшую динамическую характеристику. Преимуществом системы является возможность ее использования в генераторном режиме.

3.2. Промежуточное охлаждение наддувочного 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 (цилиндро-поршневой 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 ведет 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 счет 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.

Надувочный воздух можно охладить различными способами:

- в холодильниках рекуперативного типа – поверхностные, в которых передача теплоты от воздуха в охлаждающую среду происходит через разделяющую стенку;
- изменением внутренней энергии сжатого воздуха в расширительных турбинах или цилиндрах двигателя;
- испарением в наддувочном воздухе легко испаряющейся жидкости (воды);
- смешанным охлаждением.

3.2.2. Теплообменники и системы охлаждения

Для охлаждения наддувочного воздуха наиболее часто используют 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 воздухо-воздушного охлаждения наддувочного воздуха, которые получили преимущественное распространение на двигателях.

Главным преимуществом воздухо-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°.

К недостаткам относятся малая теплоемкость воздуха, которой обуславливаются большие габаритные размеры и усложненная конструкция воздушных трубопроводов.

Совершенство системы ОНВ оценивается коэффициентом эффективности

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

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

$T_{\text{охл}}$ – температура охлаждающей жидкости.

Для воздухо-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 ТУРБОНАДДУВА 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 турбонаддувом проф. М. А. Хайловым предложено уравнение:

$$\eta_V = \frac{\Delta}{\delta_T} \left[\frac{p_a}{p_K} - \frac{(1 - \eta_r) \frac{p_r}{p_K} - \frac{p_a}{p_K}}{\varepsilon - 1} \right],$$

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

$$\delta_T = \frac{(T_K + \Delta T_K)}{T_K} - \text{коэффициент подогрева, учитывающий повышение температуры свежего заряда на } \Delta T_K \text{ на пути от впускного коллектора до цилиндра } (\delta_T = 1,02...1,10);$$

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

p_r – давление остаточных газов;

p_a – давление воздуха в начале сжатия;

p_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 $\eta_V = 0,90...0,98$, без наддува $\eta_V = 0,75...0,90$. 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, прежде всего из-за увеличения температуры и давления остаточных газов и подогрева воздушного заряда.

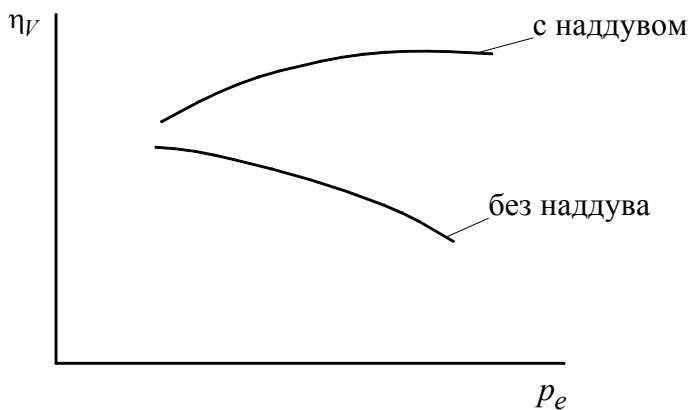


Рис. 4.1. Изменение коэффициента наполнения по нагрузочной характеристике

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

При охлаждении наддувочного воздуха η_V несколько понижается, 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 наддувом 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 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 n_1 несколько выше, чем у дизелей без наддува, и находится в пределах $n_1 = 1,37...1,42$.

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

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

Вследствие большей плотности воздуха в конце сжатия возрастает 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 разделенных

камер сгорания для двигателей с наддувом снижает показатели топливной экономичности. Поэтому в настоящее время большинство дизелей с наддувом выполняют с неразделенными, 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 жесткость работы меньше.

При наддуве давления цикла возрастают почти пропорционально давлению наддува. При постоянном α вследствие уменьшения относительных потерь в стенке увеличиваются температуры цикла.

Особенность процесса расширения у дизелей с наддувом заключается в том, что в результате сокращения удельной поверхности охлаждения на единицу массы уменьшается относительная величина потерь теплоты в охлаждающую жидкость и возрастает продолжительность тепловыделения. В связи с этим 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 правильности выбора системы турбонаддува, конструкции и объема выпускного коллектора, характеристики турбины. Таким образом, к основным особенностям действительного цикла дизелей с турбонаддувом относятся: более высокий коэффициент наполнения; больший средний показатель политропы сжатия, меньший пе-

риод 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 неразделенных камер сгорания с увеличенной долей объемного 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, растет, следовательно, увеличивается механический КПД:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_i}$$

Литровая мощность двигателей с наддувом выше, чем без наддува:

- для двигателей с ИЗ $N_{\mathcal{L}}$ до 70 кВт/л;
- для дизельных двигателей $N_{\mathcal{L}}$ 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 наддувом 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 p_e , но и увеличить частоту вращения. При этом растет давление наддува, что полностью компенсирует повышение сопротивления на впуске. С наддувом зона наименьшего расхода топлива расширяется как в сторону больших значений p_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 счет сжигания топлива в камере сгорания (рис. 5.1).

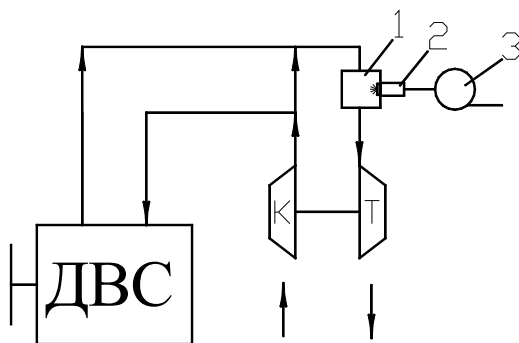


Рис. 5.1. Системы наддува «Гипербар»:
1 – камера сгорания; 2 – форсунка; 3 – топливный насос

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:

– дизель имеет низкую степень сжатия ($\varepsilon = 7$), для того чтобы, несмотря на высокое давление наддува, ограничить давление в цилиндре;

– турбокомпрессор имеет очень высокую степень повышения давления (до 5, система наддува при необходимости двухступенчатая)

и может запускаться с помощью электродвигателя. За счет перепуска воздуха помимо двигателя и впрыска топлива в камеру сгорания турбокомпрессор может работать и при выключенном двигателе;

– для пуска двигателя охладитель наддувочного воздуха отключается, и воздух на входе в двигатель подогревается. Это необходимо ввиду низкой степени сжатия в цилиндре. При эксплуатации нет необходимости в предварительном подогреве, т. к. воздух нагревается в компрессоре, имеющем высокую степень повышения давления; наддувочный воздух, наоборот, охлаждается;

– впрыск топлива в камеру сгорания и перепуск воздуха регулируются по определенным 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, высокая удельная мощность, умеренная тепловая нагрузка (вследствие низкого сжатия в двигателе и низкой температуры наддувочного воздуха), благоприятный характер изменения крутящего момента и хорошая приемистость 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»

Введенное швейцарской фирмой «Броун Бовери» (г. Баден) наименование «Комплекс» применяется для обозначения газодинамической машины, использующей действие волн давления, в которой, как и в турбокомпрессоре, но совершенно по другому принципу воздушный заряд сжимается за счет энергии выпускных газов. Это наименование означает, что речь идет о машине, объединяющей в себе процессы сжатия и расширения (Comprex – от англ. compression – сжатие и expanding – расширение).

Принцип действия этой системы (рис. 5.2) основан на том, что волна давления, проходящая через канал трубопровода, отражается на свободном конце отрицательно, т. е. как волна разряжения, а на закрытом конце – как волна давления, и, наоборот, всасывающая

волна на открытом конце отражается как волна давления, а на закрытом – как всасывающая. В движущихся потоках давление выравнивается раньше, чем перемешиваются газы.

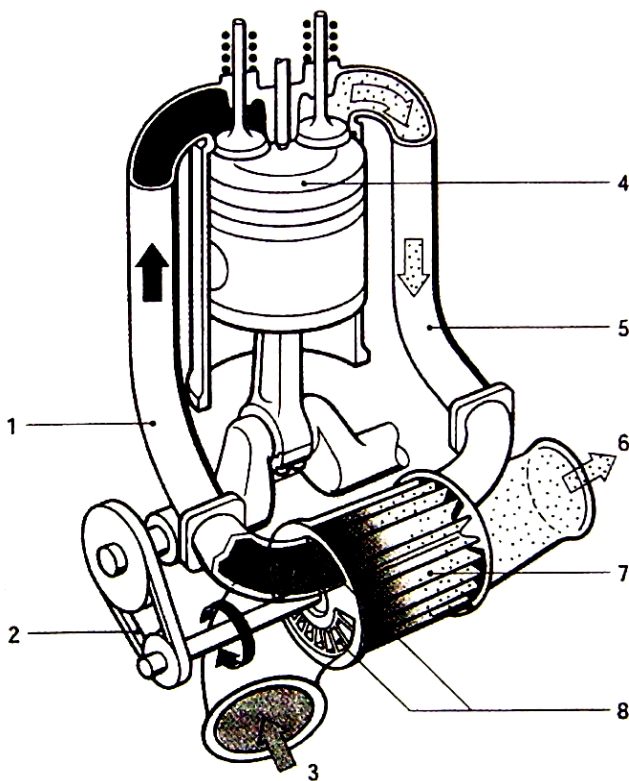


Рис. 5.2. Система «Комплекс»:

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

Процессы заполнения ячеек воздухом низкого давления, сжатие воздуха в ячейках и выпуска из ячеек воздуха высокого давления в трубопроводы двигателя происходят за счет 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 воздуха низкого давления (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 (рис. 5.3).

Газодинамический цикл начинается в зоне I 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.

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 вытесняя 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 создает в ячейке волну

разряжения 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, приходя в положение, при котором ячейка сообщается с патрубком отвода газов ГНД. Правый конец ячейки закрыт, в результате возникает волна разряжения IV, она достигает правого конца в тот момент, когда устанавливается сообщение с каналом ВВД. Эта волна разряжения и отраженные волны V, VI и VII создают повышенное давление у газового края ячейки, и газы вытекают в патрубок ГНД. При этом с воздушной стороны этой ячейки образуется разряжение, 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 зоны I. 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 (разряжения) равна скорости звука, которая зависит только от температуры газа или воздуха. 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 опре-

делены только для одного скоростного режима. За счет специальных выемок, размещенных в определенных местах на торцевых сторонах статора (между впускными и выпускными каналами), фирме «Броун Бовери» удалось достичь наложения дополнительных волн давления на описанный выше скоростной цикл при отклонении условий работы от расчетных.

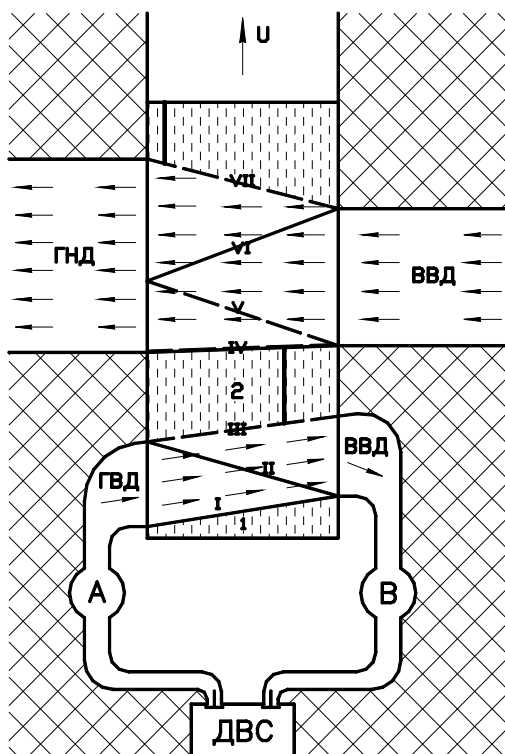


Рис. 5.3. Схема работы системы «Комплекс»

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

- более благоприятный характер изменения крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике;
- разгон ротора при мгновенном наборе нагрузки не требуется, т. к. здесь наддув происходит посредством волн давления;

- отпадает необходимость ограничения топливоподачи по давлению наддува для снижения дымности отработавших газов двигателя;
- для изготовления ротора и корпуса не требуется применение жаропрочных материалов, т. к. они при работе попеременно омываются горячими отработавшими газами и воздухом из окружающей среды.

Недостатками системы являются:

- трудности достижения эффективной работы системы в широком диапазоне частот вращения вала двигателя;
- увеличенные габаритные размеры;
- 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

1. 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 корпуса турбокомпрессора, расчет подшипников, профилирование лопаток турбомашин и расчет охладителя наддувочного воздуха.

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

Целями курсового проекта являются:

– закрепление и углубление знаний, получаемых студентами при изучении дисциплины «Газодинамика и агрегаты наддува», а также по ранее пройденным дисциплинам;

– выработка навыков самостоятельной творческой деятельности.

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

Курсовой проект включает расчетно-пояснительную записку и графическую часть.

2. 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 наддувочного 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 наддувочного воздуха (заключается в выборе его геометрических параметров и определении теплоотдающей эффективности).

10. Заключение (даются результаты 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.

3. Содержание графической части курсового проекта

Графическая часть проекта включает следующие листы.

1–2. Продольный и поперечный разрезы турбокомпрессора.

3–4. Чертежи отдельных деталей и узлов ТКР, охладителя наддувочного воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шатров, М. Г. Автомобильные двигатели : учебник для студ. высш. учеб. заведений / М. Г. Шатров [и др.]; под ред. М. Г. Шатрова. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 461 с.
2. 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.
3. 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.
4. Кухарёнок, Г. М. Снижение выбросов вредных веществ дизельных двигателей / Г. М. Кухарёнок, А. Н. Петрученко, В. И. Березун. – М.: Новое знание, 2014. – 220 с.
5. Кухарёнок, Г. М. Улучшение экологических показателей дизеля / Г. М. Кухарёнок, В. И. Березун. – Минск: БНТУ, 2019. – 149 с.
6. Кухарёнок, Г. М. Автомобильные двигатели : учеб.-метод. пособие для студентов заочной формы обучения специальностей 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей», 1-37 01 07 «Автосервис» / Г. М. Кухарёнок. – Минск: БНТУ, 2021. – 100 с.
7. Круглов, М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания / М. Г. Круглов, А. А. Меднов. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.
8. Патрахальцев, Н. Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н. Н. Патрахальцев, А. А. Савастенко. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 176 с.: ил.
9. Автомобильный справочник / пер. с англ. ООО «Стар СПб». – 3-е изд., перераб и доп. – М.: «Книжное издательство “За рулем”», 2012. – 1240 с.

Учебное издание

КУХАРЁНОК Георгий Михайлович

АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Пособие

для студентов специальности

1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

Редактор *Н. А. Костешева*

Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 08.10.2021. Формат 60×84^{1/16}. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 3,60. Уч.-изд. л. 2,82. Тираж 100. Заказ 399.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.