



К. ЦИННЕР

НАДДУВ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ

K. ZINNER

AUFLADUNG VON VERBRENNUNGS- MOTOREN

Grundlagen — Berechnungen —
Ausführungen

SPRINGER—VERLAG
BERLIN · HEIDELBERG · NEW YORK 1975

31.365
4-65

К. ЦИННЕР

621.43.052
4,65

НАДДУВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Перевод с немецкого
инж. В. И. ФЕДЫШИНА

Под редакцией
заслуженного деятеля науки и техники РСФСР
профессора доктора технических наук
Н. Н. ИВАНЧЕНКО

ЛЕНИНГРАД
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ
1978

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Национального университета
оборудования
БИБЛИОТЕКА
инвентарный № 7200

Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания = Auf-ladung von Verbrennungsmotoren: Перевод с немецкого/Под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Иванченко. — Л., Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. — 264 с., ил.

В книге дано систематическое изложение вопросов, связанных с наддувом двигателей.

Рассмотрены основы конструирования компрессоров и их характеристики. Приведена зависимость между расходом воздуха и мощностью двигателя, даны упрощенный расчет количества продувочного воздуха и шаговый расчет процесса газообмена. Рассмотрены совместная работа компрессора и двигателя, вопросы термодинамики, связанные с наддувом, и различные способы наддува. Приведены примеры применения двигателей с наддувом (автомобильные двигатели, двигатели с принудительным зажиганием, дизели тепловозные и судовые, комбинированные двигатели и работающие на сжиженном газе).

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся расчетом и проектированием ДВС.

Табл. 17, ил. 188, список лит. 144 назв.

Ц $\frac{30305 - 764}{038(01) - 78}$ БЗ — 100 — 10 — 77

© by Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 1975

© Перевод на русский язык, издательство «Машиностроение», 1978

© Предисловие к русскому изданию, издательство «Машиностроение», 1978

ПРЕДИСЛОВИЕ К РУССКОМУ ИЗДАНИЮ

Предлагаемый читателю перевод книги доктора-инженера, почетного доктора Карла Циннера (бывшего руководителя исследовательского отдела по моторостроению фирмы MAN в г. Аугсбурге, ФРГ) «Наддув двигателей внутреннего сгорания» посвящен, главным образом, анализу условий и эффективности совместной работы поршневых двигателей внутреннего сгорания и агрегатов воздухообеспечения при различных схемах и уровнях наддува.

Обладая большим опытом доводки и исследования двигателей, автор в своей книге уделил основное внимание описанию физических закономерностей, определяющих условия работы двигателя и системы его наддува. При рассмотрении этих вопросов автор лишь в минимально необходимой степени пользуется математическим описанием происходящих процессов, разъясняя их физическую сущность, главным образом, на основе построения соответствующих графических зависимостей.

Учитывая широкое развитие в нашей стране работ по газотурбинному наддуву дизелей, следует ожидать, что книга К. Циннера будет встречена с интересом как инженерно-техническими работниками, работающими в областях создания и эксплуатации дизелей с наддувом, так и студентами, изучающими эти вопросы.

При переводе сохранены все особенности изложения автором помещенных в книгу материалов и учтены улучшения и дополнения, которые автор д-р К. Циннер любезно предоставил нам.

Символы, обозначения и терминология приведены в соответствие с применяемыми в отечественной литературе.

Н. Иванченко

ПРЕДИСЛОВИЕ К НЕМЕЦКОМУ ИЗДАНИЮ

Благоприятный прием, который встретил мой курс лекций «Основы наддува», размноженный в небольшом количестве экземпляров, придал мне смелость расширить этот манускрипт и издать его отдельной книгой. Книга обращена в первую очередь к инженерам-механикам, применяющим наддув как важнейшее средство повышения мощности двигателей, и к интересующимся студентам, желающим ознакомиться с многообразными проблемами наддува. Тем самым ограничивается содержание книги: она посвящена не расчету и конструкции наддувочных агрегатов (турбокомпрессоров) различных типов, а проблемам, которые важны для совместной работы турбокомпрессора и двигателя, и влиянию турбокомпрессора на эксплуатационные параметры двигателя с наддувом.

Представленные зависимости я постарался изложить наиболее понятно. Хотя для количественного решения указанных проблем сегодня не обойтись без применения ЭВМ, все же, по моему мнению, методы, не требующие этого, лучше разъясняют определенные взаимосвязи. В списке литературы я был вынужден из-за большого количества публикаций о наддуве и двигателях с наддувом привести лишь те источники, которые непосредственно повлияли на сформулированные в книге выводы или послужили основой для некоторых высказываний. Поэтому указания литературных источников не являются исчерпывающими.

Результаты экспериментов и расчетов, приведенные без указания источников, относятся к фирме MAN (г. Аугсбург), которой я признателен за это, а также за выполнение необходимых фоторабот. Я выражаю также благодарность моим бывшим сотрудникам фирмы MAN господам доктору Фритцу Эберле и дипломированному инженеру Генриху Эберле за чтение корректуры и ценные советы. Написание чернового и чистового текста было выполнено фрейлейн Маргот Киолбасса, а чертежные работы и написание уравнений — господином Эмилем Тойхманном. Без усердной работы этих моих сотрудников, которых я также благодарю, было бы невозможно сделать книгу такой, какой она есть.

В заключение я выражаю благодарность издательству «Шпрингер» за советы по написанию и оформлению книги.

Штадтберген, май 1975 г.

Карл Циннер

ВВЕДЕНИЕ

Издавая новую книгу по двигателям внутреннего сгорания, правомочно сказать несколько слов о месте, занимаемом ими среди других типов двигателей. Напрашивается вопрос, являются ли рассматриваемые проблемы достаточно интересными и важными для ближайшего будущего.

Энергетический кризис, разразившийся в октябре 1973 г., показал, что запасы нефтяных топлив не бесконечны. Ужесточение требований, связанных с охраной окружающей среды, выдвигает новые проблемы перед конструкторами двигателей внутреннего сгорания. Несмотря на это, прогнозы о скором конце двигателя внутреннего сгорания преждевременны, так как этой силовой машине не так легко найти замену в связи с ее сравнительно небольшой начальной стоимостью и высокой эксплуатационной экономичностью, многосторонностью и приспособляемостью.

Об исследовательских проблемах двигателя внутреннего сгорания, еще весьма привлекательных и сегодня, уже много сказано и написано [0.1]. Здесь я лишь коротко выскажу свое мнение о значении двигателя внутреннего сгорания вообще и двигателя с наддувом в особенности, а также его месте среди других тепловых машин.

Двигатель внутреннего сгорания конкурирует со всеми другими силовыми двигателями, в которых химическая энергия преобразуется в механическую работу. К ним относятся:

паровая турбина;

поршневая паровая машина; последняя с заменой паровозов другими видами тяги практически отпала как конкурент; правда, о ней вновь немного заговорили в связи с проблемой создания автомобильного привода, не загрязняющего окружающую среду;

газовая турбина;

двигатель Стирлинга, т. е. поршневой, а также роторный двигатель с внешним сгоранием;

двигатели, принцип действия которых основан на непосредственном преобразовании химической энергии в электричество (топливные элементы). Последние сегодня еще не достигли рыночной зрелости для обычного промышленного применения.

Представляется целесообразным рассмотреть конкуренцию раздельно по областям применения. Надежный прогноз того, что произойдет через 50 лет, невозможен, однако можно окинуть взглядом ближайшие 20—25 лет.

Авиация. Двигатель внутреннего сгорания сделал возможной ту роль авиации, которую она играла до конца второй мировой войны. В настоящее время двигатель внутреннего сгорания на транспортных самолетах почти повсеместно, а на военных самолетах полностью заменен газовыми турбинами (реактивными двигателями). Поршневые двигатели применяются теперь только на спортивных, учебных и небольших прогулочных самолетах,

развитие новых моторов для этой области применения незначительно.

Железнодорожная тяга. Поршневая паровая машина как классический привод локомотивов продержалась в этой области применения дольше всего. В настоящее время паровозы почти повсюду сменились электровозами или дизельными локомотивами. Например, в Европе с плотной сетью железных дорог распределение между электрической и дизельной тягой поездов сложилось с явным перевесом в пользу первой. Электрическая тяга требует больших капиталовложений, поэтому экономична лишь на густо населенных участках. Для дорог большой протяженности и сравнительно редко населенных областей (например, в Северной и Южной Америке, СССР и многих развивающихся странах) тепловозы экономичнее, так же как и в Европе на редко населенных участках.

Попытки использования газовых турбин на локомотивах предпринимались уже давно [0.2; 0.3], однако до настоящего времени они не завоевали заметного места на рынке. Они встречаются в качестве бустерных двигателей в комбинации с дизелем [0.4], а также иногда как самостоятельные приводные установки для быстроходных и легких поездов [0.5; 0.6].

Морской флот. 25 лет назад предполагалось, что газовая турбина как привод судов повсеместно заменит паровую установку, так как для нее вместо занимающего большой объем и не очень надежного при высоких давлениях и температурах котла требуется только сравнительно простая камера сгорания. При этом ожидалось также, что газотурбинная установка, как и паротурбинная, сможет работать на тяжелом топливе, цена которого на мировом рынке составляет приблизительно 60% от цены дистиллятного. Однако эти надежды не оправдались, поскольку проблема сжигания тяжелого топлива в газовых турбинах при необходимых для высоких к. п. д. температурах на входе еще не решена. В торговом судоходстве имеются опытные суда с газотурбинным приводом; так, несколько лет назад компания «Ситрэйи» начала большой эксперимент с четырьмя газотурбинными контейнеровозами мощностью по 44 000 кВт (60 000 л. с.) каждый [0.7]. До настоящего времени еще не доказана в практике лучшая или сравнимая с другими видами силовых установок общая экономичность газотурбинного привода.

Иначе обстоит дело на военных кораблях и в особенности на быстроходных судах, где газовая турбина находит широкое применение благодаря ее высокой удельной мощности; в качестве топлива используются дистилляты, так как цена топлива здесь не играет такой роли, как в торговом судоходстве.

На торговых судах дизель доминирует в мощностном диапазоне приблизительно до 20 000 кВт (27 200 л. с.). При этом не последнюю роль играет тот факт, что, по крайней мере, большие и средние двигатели могут работать на тяжелом топливе. При больших агрегатных мощностях судовых энергетических установок в на-

стоящее время преобладает паровая турбина, хотя в последние годы и появились высокоскоростные контейнеровозы с дизельным приводом, имеющие, например, по два двигателя мощностью 29 400 кВт (40 000 л. с.) каждый [0.8]. Дизельная судовая установка тем предпочтительнее, чем выше поднимается цена топлива. В настоящее время атомный привод на торговых судах применяется лишь в качестве опытных установок¹.

Стационарная энергетика. На крупных электростанциях, имеющих мощности около 100 МВт и выше, в большинстве случаев используются паровые турбины. Атомные электростанции тоже вырабатывают электроэнергию почти исключительно с помощью пара.

Газовая турбина занимает также заметное место как в комбинации с паровой турбиной, так и самостоятельно — чаще всего для покрытия пиковых нагрузок.

Применение двигателей внутреннего сгорания в стационарной энергетике (за исключением случаев, когда требуются совсем малые мощности — в несколько кВт) имеет смысл только там, где топливо является дешевым и легко доступным, как, например, в странах с большими собственными запасами нефти и газа, вблизи от газо- и нефтепроводов. В развивающихся странах, не имеющих разветвленных электрических сетей, очень экономично применение локальных дизельных станций. Дизельные станции часто применяются для питания электрическим током алюминиевых рудников [0.9]. При наличии легко доступного топлива дизель может конкурировать в производстве электроэнергии и в Европе, причем не только для покрытия пиковых нагрузок, но и в составе основных дизель-электрических агрегатов, как, например, это имеет место на электростанции в бельгийском городе Генте [0.10; 0.11; 0.12].

Автомобильный транспорт. Двигатель внутреннего сгорания занимает ведущие позиции как в применении на легковых, так и на грузовых автомобилях. Несмотря на большой прогресс в развитии газовых турбин, применение последних на автомобилях носит пока лишь опытный характер. Хотя двигатель Стирлинга и газовая турбина благодаря лучшему качеству выпускных газов выступают альтернативой двигателю внутреннего сгорания, они еще не достигли рыночной зрелости в этом секторе, а двигатель Стирлинга в настоящее время — и необходимой эксплуатационной зрелости. К понятию рыночной зрелости относится сопоставимая общая экономичность, которая складывается из затрат на приобретение и эксплуатационных расходов, включая стоимость ремонта. Или то, или другое, или обе эти составляющие вместе у газовой турбины и двигателя Стирлинга пока еще значительно выше по

¹ В первой половине 70-х годов в капиталистическом мире эксплуатировалось только три невоенных атомных судна: сухогруз «Savannah» (США), балкер «Otto Hahn» (ФРГ) и учебное судно «Mutsu» (Япония). *Здесь и далее примечания переводчика.*

сравнению с двигателем внутреннего сгорания. В отдаленном будущем в автомобильном транспорте, возможно, будут играть роль способы непосредственного преобразования энергии, которые характеризуются меньшей вредностью отработавших газов, чем газовая турбина или двигатель Стирлинга.

Так как двигатель внутреннего сгорания сможет быть заменен еще не скоро, одной из важнейших задач его развития является снижение токсичности отработавших газов. Здесь также может помочь наддув. Известно, что выделение токсичных веществ как у двигателя с принудительным зажиганием, так и у дизеля, может быть уменьшено посредством обеднения смеси, т. е. увеличением избытка воздуха, а также уменьшением угла опережения воспламенения. Но и то, и другое приводит к понижению мощности двигателя. Применением наддува можно компенсировать эти потери мощности, а при необходимости и повысить мощность.

В заключение следует отметить, что дизель все еще является двигателем, который в очень широком мощностном диапазоне преобразует химическую энергию в механическую работу с наилучшим к. п. д. Это приобретает тем большее значение, чем острее становится необходимость экономить имеющиеся топлива. Двигатели внутреннего сгорания продолжают развиваться, а где есть развитие, там не может быть речи о скором конце.

Важнейшая разновидность наддува, являющаяся темой предлагаемой книги, — это наддув с использованием газовой турбины, т. е. газотурбинный наддув. Турбокомпрессор и поршневой двигатель превосходно дополняют друг друга, так как первый наилучшим образом приспособлен перерабатывать большие объемы газа при низких давлениях, в то время как поршневой двигатель хорошо подходит для высоких давлений при малом объеме. Наддув известен уже давно и нашел много выдержавших испытание решений, однако в этой области все еще имеется что-то новое. 25 лет назад турбонаддув двухтактных двигателей еще не был доведен до эксплуатационной зрелости, а сегодня все большие судовые двухтактные двигатели снабжены наддувом, крупных двигателей без наддува больше почти не осталось. Достигнутые с помощью наддува средние эффективные давления дизелей в прошедшие годы непрерывно росли, темпы этого роста и сегодня еще не снизились.

В области наддува двигателей для грузовиков имеются еще не решенные проблемы, такие, например, как улучшение кривой протекания крутящего момента и разгонной характеристики. Способ «Комплекс», т. е. наддув посредством волнового обменника давления, с этой точки зрения превосходит турбокомпрессор. Совсем недавно этот способ был доведен до эксплуатационной зрелости.

Определенные системы турбонаддува имеют возможности к повышению к. п. д. и, как уже упоминалось, возможности к улучшению качества отработавших газов. В будущем предстоит еще решать проблемы в области наддува.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОНЯТИЙ И ОБЗОР РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ НАДДУВА

По сравнению с четырехтактным двигателем со свободным всасыванием или с двухтактным, имеющим только продувку, в двигателе с наддувом благодаря сжатию заряда увеличивается его количество, вследствие чего повышается и мощность. Наддув есть сжатие всего или части заряда за пределами рабочего цилиндра с целью увеличения наполнения цилиндра. Таким образом, при наддуве заряд сжимается как за пределами цилиндра, так и в цилиндре.

Для комбинированного способа характерно связанное с получением полезной мощности двух- или многоступенчатое расширение, в то время как сжатие не обязательно должно быть многоступенчатым. Однако в практике всегда встречаются комбинированные двигатели с наддувом, т. е. имеющие многоступенчатое сжатие.

Смысл и цель наддува заключаются в повышении мощности при данных размерах двигателя без увеличения частоты вращения. Как посредством наддува, так и вследствие более высокой частоты вращения в двигатель подается большее количество воздуха или заряда в единицу времени, мощность при этом приблизительно пропорциональна расходу воздуха. В обоих случаях повышение мощности наталкивается на определенные границы, которые обусловлены уровнем развития. Мощность двигателя внутреннего сгорания

$$N_e = \frac{zV_h p_e n}{C_1} = \frac{zF_{\Pi} S p_e n}{C_1} = \frac{zF_{\Pi} c_m p_e}{C_2}, \quad (1.1)$$

при этом константы C_1 и C_2 зависят от системы мер и тактности двигателя. Здесь N_e — эффективная мощность; z — число цилиндров; V_h — рабочий объем цилиндра; p_e — среднее эффективное давление; n — частота вращения; S — ход поршня; F_{Π} — площадь поршня; c_m — средняя скорость поршня.

У данного двигателя, для которого z , F_{Π} и S неизменны, мощность можно повысить увеличением n или c_m , а также увеличением p_e . При повышении частоты вращения n или соответственно средней скорости поршня c_m возрастают вызванные силами инерции напряжения пропорционально c_m^2 . Повышение среднего эффективного давления p_e путем наддува приводит к росту газовых сил (максимального давления сгорания), последние возрастают линейно с увеличением количества заряда, т. е. с повышением мощности; при этом индикаторная диаграмма благодаря наддуву становится полнее. Начиная с определенного уровня воздействие сил от давления газов легче преодолимо, чем сил инерции.

Термическая напряженность повышается как с увеличением частоты вращения, так и с увеличением степени наддува примерно в равном соотношении с повышением мощности. Высокие средние скорости поршней обуславливают необходимость иметь небольшую

массу деталей кривошипно-шатунного механизма, что достигается хорошо отработанной конструкцией и высококачественными материалами. Наддув же выдвигает требование усиления конструкции для восприятия повышенных давлений газов. Несмотря на то, что при наддуве удельная масса, как правило, уменьшается, — мощность возрастает сильнее, чем соответственно требуемое приращение общей массы, — это приводит к созданию более надежных в эксплуатации двигателей.

Обратное воздействие увеличения мощности посредством наддува с одной стороны и посредством форсировки по частоте вращения с другой стороны может быть пояснено следующим упрощенным сравнением. Средние эффективные давления от 10 бар (четырёхтактные двигатели с принудительным зажиганием без наддува) до 12 бар (четырёхтактные дизели с умеренным наддувом), равно как и средние скорости поршней, от 10 м/с (дизели на грузовом автотранспорте) до 14 м/с (карбюраторные двигатели на легковых автомобилях), характеризуют технический уровень современных двигателей. А средние скорости поршней от 20 м/с и выше встречаются лишь на двигателях гоночных автомобилей, т. е. на двигателях, которые отдают высокую мощность кратковременно и которые могут иметь небольшие межремонтные периоды. В то же время средние эффективные давления от 18 до 20 бар и выше при умеренных значениях средней скорости поршня применяются на четырёхтактных дизелях, имеющих наиболее высокие длительные нагрузки (в частности, на судовых дизелях).

Преимущества наддува при заданной мощности:

- 1) меньшие габариты: двигатель короче из-за меньшего числа цилиндров;
- 2) меньшая масса двигателя и соответственно меньшая удельная масса на единицу мощности;
- 3) более высокий к. п. д. двигателя при турбонаддуве;
- 4) меньшая стоимость на единицу мощности, особенно у высокомоментных двигателей;
- 5) холодильники меньших размеров, поскольку при одинаковой мощности необходимо отводить меньше тепла, чем у двигателя без наддува;
- 6) газовая турбина сама по себе заметно снижает шум выхлопа;
- 7) меньшее падение мощности при понижении плотности окружающего воздуха;
- 8) лучшее качество отработавших газов при неизменном способе организации рабочего процесса.

К недостаткам наддува относятся:

- 1) более высокие механические и тепловые нагрузки, чем у двигателей без наддува;
- 2) при определенных условиях менее благоприятное протекание кривой крутящего момента двигателя, особенно при высоких степенях наддува;
- 3) при определенных условиях худшая приемистость.

Последние два недостатка характерны только для турбонаддува.

Системы наддува можно классифицировать по: 1) виду привода нагнетателя; 2) конструкции нагнетателя; 3) типу связи между наддувочным агрегатом и двигателем; 4) принципу действия двигателя.

Привод нагнетателя может осуществляться: а) от постороннего источника (вспомогательный двигатель, электродвигатель) — посторонний наддув; б) от самого двигателя (мощность отбирается от коленчатого вала) — механический наддув; в) от турбины, приводимой выпускными газами — турбонаддув; г) без нагнетателя посредством обменника давления — способ «Комплекс».

Конструкция нагнетателя: а) объемные нагнетатели: поршневые и роторные, например воздуходувка типа Рут, винтовой компрессор и др.; б) лопаточные нагнетатели: радиальные, осевые или полuosевые.

Тип связи между наддувочным агрегатом и двигателем и способ отбора мощности: а) нагнетатель соединен с валом двигателя, турбина отсутствует, отбор мощности от коленчатого вала — механический наддув; б) нагнетатель соединен с турбиной, наддувочный агрегат свободный, т. е. не имеющий механической связи с двигателем, отбор мощности от коленчатого вала — свободный турбонаддув; в) нагнетатель, турбина и коленчатый вал двигателя механически связаны, отбор мощности от коленчатого вала — комбинированный двигатель; г) нагнетатель соединен с коленчатым валом двигателя, отбор мощности от вала турбины — генератор газа.

Принцип действия двигателя: а) двигатель с принудительным зажиганием; дизель; б) четырехтактный; двухтактный.

Очень многие из приведенных выше комбинаций, например комбинированная установка, состоящая из двухтактного дизеля, компрессора объемного типа и газовой турбины, были опробованы экспериментально, однако лишь немногие варианты оказались выгодными для практического применения. Особенно удачным явилось соединение поршневого двигателя с наддувочным агрегатом, включающим в себя радиальный компрессор и газовую турбину, так как поршневая машина хорошо приспособлена для малых объемов и высоких давлений, а лопаточные машины наоборот — для больших объемов и низких давлений.

2. КРАТКИЙ ОБЗОР РАЗВИТИЯ НАДДУВА

2.1. ДВИГАТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Уже Готтлиб Даймлер занимался наддувом своих двигателей. Описание его патента DRP 34926, датируемого 1885 г., начиналось следующими фразами: «У этого двигателя находят применение заряды смеси, большие по количеству и менее загрязненные

продуктами сгорания, чем было обычно до сих пор. Это достигается тем, что в камере сгорания, в которой только на каждый второй такт осуществляется наполнение и сгорание, посредством насоса, расположенного на другой стороне цилиндра, к верхнему основному заряду на каждый такт припрессовывается соответственно заряд смеси или воздуха».

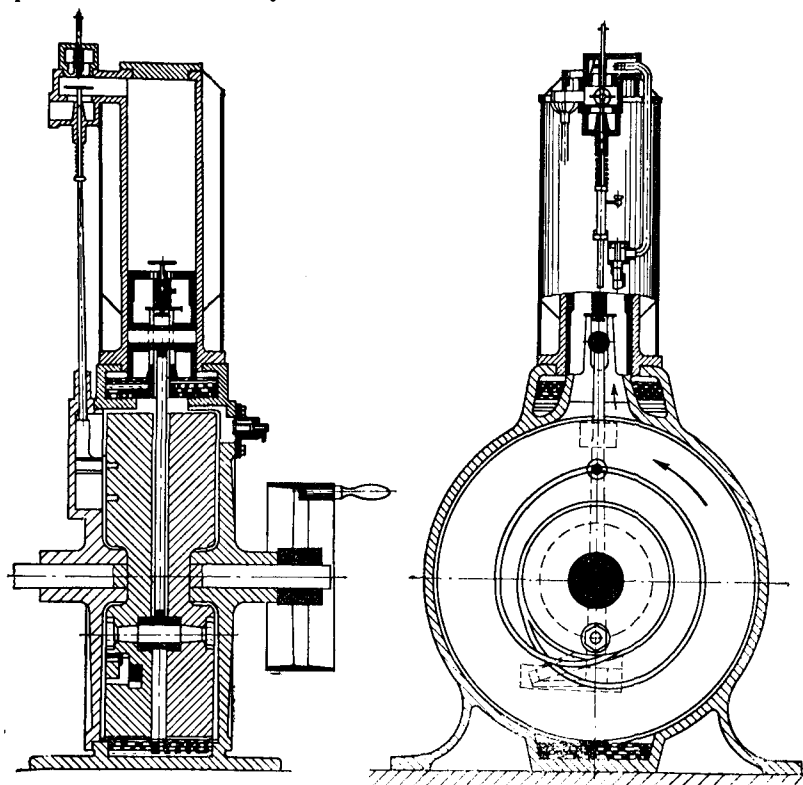


Рис. 2.1. Двигатель с наддувом, работающий на нефти или газе, по патенту Готтлиба Даймлера DRP 34926 (1885 г.)

Из рис. 2.1 и подробного патентного описания следует, что в картере тронкового четырехтактного двигателя располагались дисковые маховики и что — подобно тому, как у двухтактных двигателей с продувочным насосом в картере — при движении поршня вверх воздух или смесь должны засасываться в картер. Эта смесь подается под давлением в цилиндр двигателя при каждом обороте коленчатого вала, т. е. дважды в течение одного рабочего цикла, через находящийся в поршне клапан, который открывается вблизи нижней мертвой точки (н. м. т.).

Таким образом, речь идет о тройном процессе наполнения:

1) после расширения в рабочем цилиндре осуществляется вытеснение заряда с началом такта выпуска;

2) нормальное всасывание;

3) дозарядка из картера в конце такта впуска.

Говоря об этом кажущемся сегодня несколько странным способе дозарядки или наддува, необходимо принимать во внимание, что Готтлиб Даймлер намеревался повысить частоту вращения со 150—160 об/мин (частота вращения, которую имели в то время

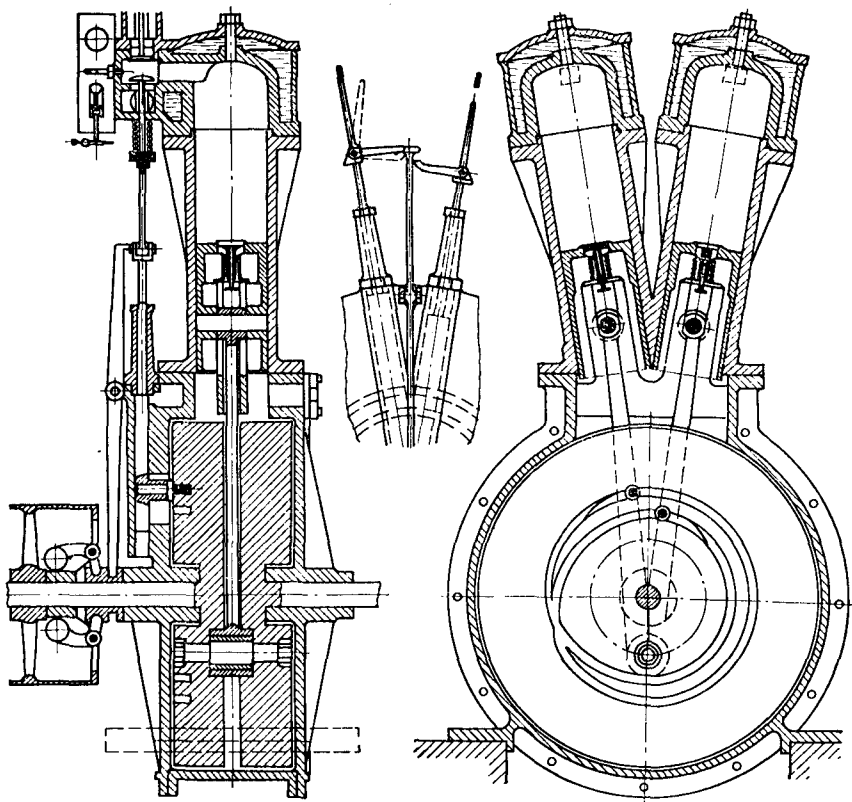


Рис. 2.2. V-образный двигатель Даймлера с дозарядкой посредством кривошипно-камерного насоса

стационарные газовые двигатели) до 500—800 об/мин для своих автомобильных двигателей. Из-за слишком малых размеров впускного клапана двигатели при более высокой частоте вращения получали недостаточное количество воздуха или смеси. Благодаря применению описанного выше способа наддува предполагалось компенсировать плохой коэффициент наполнения. Сдвоенный двигатель Даймлера, первый V-образный двигатель, сконструированный Вильгельмом Майбахом, также был оснащен наддувом этого типа — см. рис. 2.2 [2.1]. Около десяти двигателей имели конструкцию, изображенную на рис. 2.2. Можно предположить, что

увеличение мощности, достигнутое путем применения этого способа наддува, было небольшим. Сам Даймлер вскоре прекратил этим заниматься. Можно предположить, что конструкция с клапаном в поршне также вызвала затруднения.

Эти неудачи послужили основанием к тому, что попытки наддува автомобильных двигателей на фирме «Даймлер» были возобновлены только после первой мировой войны, когда полученный во время войны опыт механического наддува авиационных двигателей был перенесен на двигатели для гоночных, а позднее и спортивных автомобилей [2.2].

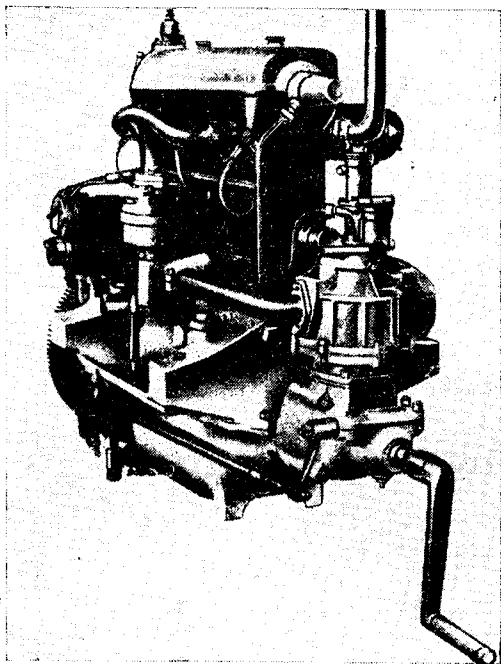


Рис. 2.3. Четырехцилиндровый двигатель «Мерседес» с рабочим объемом 2,6 л и мощностью 10/40/65 л. с., оснащенный компрессором (1921—1922 гг.)

(нагнетатель) типа Рут с вертикальным валом приводится в движение от коленчатого вала через соединительную муфту и редуктор.

Мощность, получаемая при помощи наддува, использовалась не как длительная мощность, а только как кратковременная максимальная (пиковая) мощность при высоких скоростях автомобиля и на подъемах. Компрессор включался полным нажатием на педаль газа, на которую при неиспользовании компрессора можно было нажимать лишь до половины. Из-за опасности возникновения детонации при наддуве можно было включать компрессор только при высокой частоте вращения двигателя.

В 1921 г. первые гоночные моторы с «компрессором» были применены на автомобильных гонках. Слово «компрессор» имело различное значение для автомобильных карбюраторных двигателей и для дизелей. Применительно к автомобильному двигателю это означало «нагнетатель», а к дизелю — «воздушный компрессор для распыливания топлива». Используя опыт применения двигателей на гоночных автомобилях, компрессорными двигателями стали оснащаться и туристские автомобили (рис. 2.3).

В этом случае компрессор

2.2. ДИЗЕЛИ

Рудольф Дизель, создавая свой двигатель, также занимался наддувом [2.3; 2.4]. В начале 1896 г. он подал дополнение к своему основному патенту № 67207, в котором шла речь о «разновидности способа, описанного в патенте № 67207, при которой с целью достижения многоступенчатого сжатия в камере сгорания одно-

цилиндровых двигателей подключался насос предварительного сжатия с промежуточной емкостью, при этом мощность могла регулироваться изменением давления в промежуточной емкости». Новый патент был выдан под номером DRP95680 с приоритетом

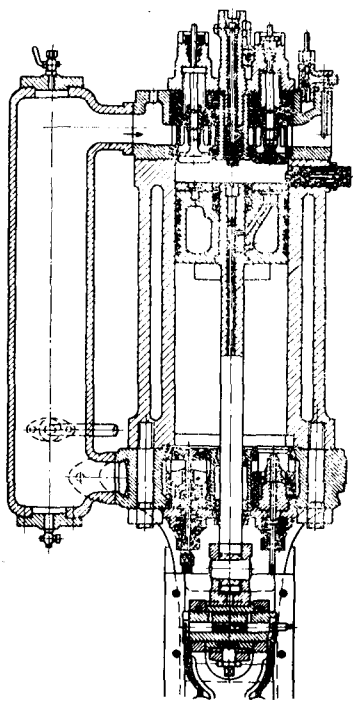


Рис. 2.4. Цилиндр опытного двигателя типа 250/400 с подпоршневой полостью в качестве компрессора (1896 г.)

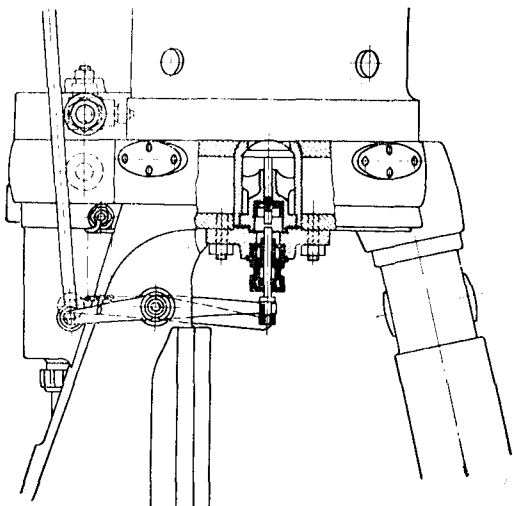


Рис. 2.5. Механически управляемый нагнетательный клапан для опытного двигателя типа 250/400 (1896 г.)

от 6 марта 1896 г. В его описании упоминалось и о возможности охлаждения воздуха в промежуточном резервуаре (охлаждение наддувочного воздуха!).

На основе опыта, полученного на первом многократно реконструированном экспериментальном двигателе, в 1896 г. был сконструирован и построен новый двигатель (одноцилиндровый), испытания которого были предприняты в конце 1896 г. На этом крейцкопфном четырехтактном двигателе (рис. 2.4) подпоршневая полость была использована в качестве наддувочного насоса, который работал по двухтактному циклу. В промежуточный резервуар подводилось количество воздуха, приблизительно вдвое большее, чем засасывал бы сам рабочий цилиндр. Сравнительно

небольшой впускной клапан и нагнетательный клапан подпоршневого насоса имели механический привод, так как Дизель считал нецелесообразным применение автоматических клапанов (рис. 2.5).

Дизель возлагал большие надежды на этот способ для осуществления своих замыслов. После того как его предыдущие опыты показали большое влияние механического трения, которым он в своих теоретических разработках пренебрег, он хотел с помощью наддува путем повышения индикаторной мощности уменьшить влияние механического трения.

Испытания, проведенные на одном и том же двигателе с наддувочным насосом и без него, дали следующие результаты:

	С наддувочным насосом	Без наддувочного насоса
Среднее индикаторное давление p_i , кгс/см ²	9,6 (10,6)	6,5 ... 7,0
Индикаторный к. п. д. η_i , %	24	31,9
Механический к. п. д. η_m , %	65	75,6
Эффективный к. п. д. η_e , %	15,7	24,2
Удельный расход топлива g_e , г/(л. с. ч.)	396	258
Среднее эффективное давление p_e , кгс/см ²	6,25	4,9 ... 5,3

Мощность за счет наддува была действительно повышена примерно на 30%. Однако внимание Дизеля было приковано только к коэффициенту полезного действия. Он поставил перед собой цель создать экономичный двигатель с низким расходом топлива, а наддув рассматривал лишь как средство, с помощью которого надеялся решить эту задачу. Поэтому представленные выше результаты испытаний означали для Рудольфа Дизеля приговор наддуву. Эксперименты с наддувом были названы ложным путем [2.3] и никогда им больше не возобновлялись.

Такой же способ, который испытывал Рудольф Дизель, — подпоршневая полость крейцкопфного четырехтактного двигателя в качестве наддувочного насоса — вновь был успешно применен лишь в конце 20-х годов. При правильной конструкции достигается не только существенное увеличение мощности, но и некоторое снижение расхода топлива.

Причины неудачи использования этого способа наддува у Рудольфа Дизеля заключались в следующем.

На индикаторных диаграммах, изображенных на рис. 2.6 и 2.7, можно обнаружить некоторые сведения о том, почему при испытаниях Дизеля эффективный к. п. д. был хуже, чем у двигателей без наддува. На каждый рабочий цикл четырехтактного двигателя приходится два рабочих цикла подпоршневого насоса, которые на индикаторной диаграмме отличаются друг от друга. При одном такте впускной клапан двигателя закрыт, воздух попадает в ресивер и сжимается там до давления 2,1 кгс/см². При следующем рабочем ходе подпоршневого насоса впускной клапан двигателя открыт (ход всасывания), сжатие идет только до 1,1 кгс/см², и воздух

Maschinen Fabrik Augsburg.

Versuchsmotor 250/400

m. Vorkompression.

Feder: $\frac{1}{4}$ m - 1 kg.

Diagr. entnommen: O.

Betriebsart: *Getr. auf Triebm.*
n = 170

№ 1165

Datum: 12/12 1896

Zeit: 9 h 20 m.

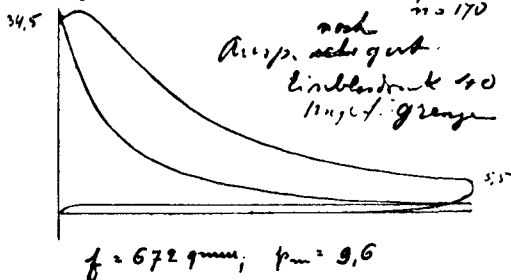


Рис. 2.6. Индикаторная диаграмма рабочего цилиндра опытного двигателя типа 250/400 (1896 г.) (надписи сделаны Рудольфом Дизелем)

Maschinen Fabrik Augsburg.

Versuchsmotor 250/400

m. Vorkompression.

Feder: $\frac{1}{4}$ m - 1 kg.

Diagr. entnommen: H.

Betriebsart: *Getr. auf Triebm.*
n = 170.

№ 1167

Datum: 12/12 1896

Zeit: 9 h 20 m.

noch sehr gut

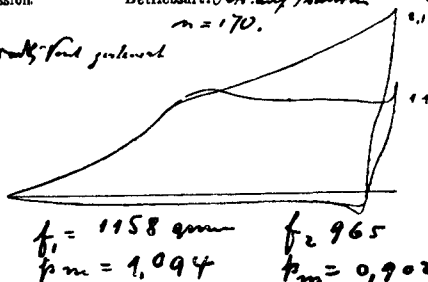


Рис. 2.7. Индикаторная диаграмма наддувочного насоса опытного двигателя типа 250/400 (1896 г.) (надписи сделаны Рудольфом Дизелем)

при этом давлении поступает в цилиндр двигателя. Пик давления, равный $2,1 \text{ кгс/см}^2$, и затраченная для его получения работа не являются необходимыми, так как повышения заряда можно было достигнуть увеличением объема промежуточного ресивера. Поскольку оба рабочих хода насоса относятся к одному рабочему циклу двигателя, среднее индикаторное давление для предварительного сжатия получается равным $1,094 + 0,902 = 1,996 \text{ кгс/см}^2$, что для среднего индикаторного давления двигателя в $9,6 \text{ кгс/см}^2$ слишком много. Мощность насоса предварительного сжатия можно

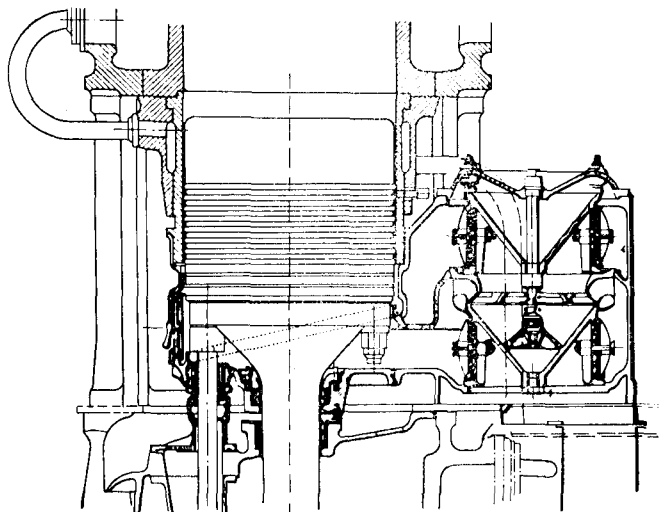


Рис. 2.8. Дизель конструкции «Веркспур» с наддувом посредством подпоршневого насоса (1929 г.)

уменьшить увеличением объема промежуточного ресивера, увеличением вредного пространства (уменьшение расхода воздуха, понижение давления воздуха) и увеличением проходного сечения клапанов наддувочного насоса. Эти отличительные черты мы встречаем на более поздних двигателях с наддувом. Так, на рис. 2.8 показан частичный разрез первого четырехтактного двигателя с наддувом посредством подпоршневого насоса, построенного голландской фирмой «Веркспур», который был установлен на танкере «Мегара» компании «Англо Саксон Петрол Компани» [2.5].

2.3. АВИАЦИОННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Подробнее рассказывать о развитии наддува авиационных двигателей здесь также не представляется возможным. При том значении, которое имеет этот способ именно для авиамоторов (на высоте 5 км плотность окружающего воздуха составляет 60%, а на высоте 10 км — только 33% от плотности на поверхности земли, соответственно мощность у двигателя без наддува уменьшается) — это

очень многосторонняя и обширная область. Первым авиационным двигателем с наддувом считается двухтактный ротативный двигатель Мюррея—Вильята, который в 1910 г. сохранял до высоты 5,2 км давление наддува или продувки, соответствующее наземной мощности.

Во время первой мировой войны большое количество авиамоторостроительных фирм занимались механическим наддувом, который стал практически применяться к концу войны. Газотурбинный наддув авиационных двигателей с принудительным зажиганием в 1917 г. испытывал Рато, однако тогда этот вид наддува еще не оправдал себя на практике. В то время как механический наддув с помощью радиальных нагнетателей, привод которых осуществлялся через многоступенчатые, а позднее и бесступенчато регулируемые передачи, достиг высокой степени совершенства, турбонаддув авиационных двигателей стал практически использоваться уже незадолго до второй мировой войны. Первый авиационный двухтактный дизель с турбонаддувом был испытан на самолете в 1939 г. [2.6].

2.4. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ

Развитие газотурбинного наддува дизельных двигателей тесно связано с именем и патентами швейцарского инженера Альфреда Бюхи. С приоритетом от 16 ноября 1905 г. Бюхи получил патент DRP № 204630 на машинную установку, в которой общим валом соединены друг с другом многоступенчатый осевой компрессор, четырехтактный дизель и многоступенчатая турбина, работающая на выпускных газах дизеля (рис. 2.9). Засасываемый снаружи воздух должен был сжиматься в осевом компрессоре до давления $3\text{--}4 \text{ кгс/см}^2$, а выпускные газы должны были сжиматься до давления, равного давлению конца расширения в цилиндре, т. е. примерно до 16 кгс/см^2 . Благодаря этому должен был достигаться выигрыш работы, которая обычно у двигателя внутреннего сгорания терялась вследствие неполного расширения. Хотя теоретически это возможно, в практике сжатие до давления конца расширения препятствуют два фактора. Во-первых, сильно увеличивается работа выталкивания, из-за чего значительная часть выигрыша мощности в турбине снова теряется, и, во-вторых, указанное сжатие увеличивает (если не предпринимать особых мер) количество остаточных газов в цилиндре и тем самым существенно уменьшает количество заряда. Термодинамические взаимосвязи будут подробнее рассмотрены в гл. 7.

Первые испытания Бюхи проводил с 1911 по 1914 г. на заводе фирмы «Зульцер» в Винтертуре [2.7]. На рис. 2.10 изображена схема опытной установки. Чтобы получить научные выводы, базирующиеся на возможно более широкой основе, компрессор приводился от постороннего источника, отработавшие газы дизеля направлялись в газовую турбину, которая тормозилась отдельно от

двигателя. Благодаря этому можно было устанавливать любые давления наддува, количество воздуха, температуры и исследовать их влияние на мощность и к. п. д. Идеи Бюхи сначала не находили практического использования. Но опыт, накопленный Бюхи во время испытаний, помог ему прийти к несколько измененному способу наддува, который он запатентовал в Швейцарии в 1915 г. Отличительными чертами этого способа были давление наддува,

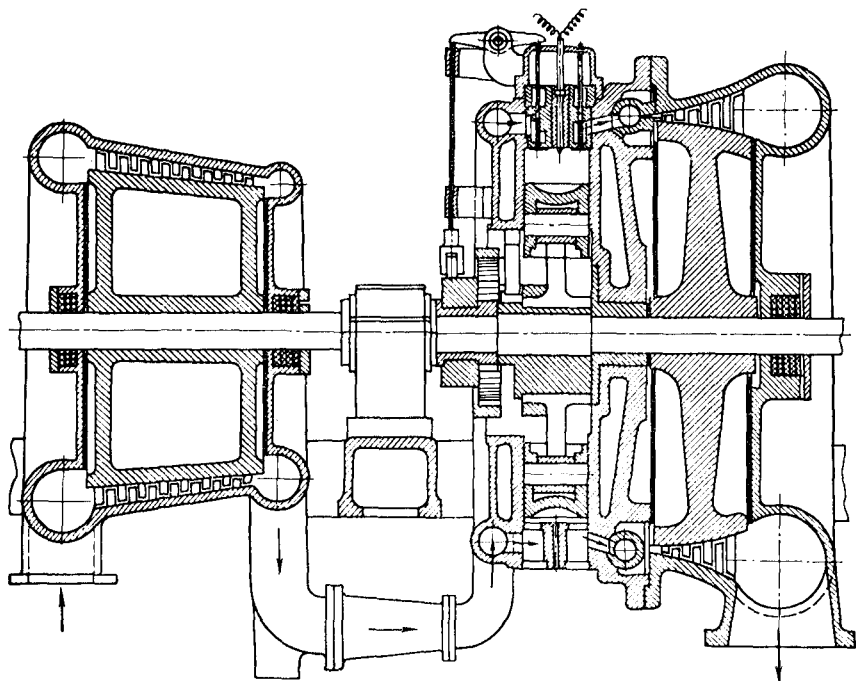


Рис. 2.9. Комбинированный двигатель Бюхи (патент DRP 204630)

более высокое при полной нагрузке, чем давление газов перед турбиной, и применение перекрытия клапанов, т. е. одновременного открытия впускного и выпускного клапанов. С помощью этого перекрытия клапанов и благодаря перепаду между давлением перед турбиной и давлением наддува остаточные газы должны в конце хода выпуска удаляться из цилиндра. Кроме того, здесь Бюхи отказался от общей связи двигателя, нагнетателя и турбины, механически соединены только турбина и нагнетатель. Этот способ, защищенный германским патентом DRP № 454107 (с приоритетом от 2 ноября 1915 г.), Бюхи не смог применить на практике во время и после первой мировой войны.

В 1923 г. вопрос о газотурбинном наддуве был поднят германским министерством транспорта по инициативе министерского советника Лаудана. В этом же году министерство транспорта

выдало заказ на два пассажирских судна для эксплуатации в Восточной Пруссии (речь идет о судах «Пройсен» и «Ханзаштадт Данциг») [2.8; 2.9]. Каждое судно было оснащено двумя десятицилиндровыми четырехтактными двигателями, построенными по лицензии фирмы MAN на верфи «Вулкан» в Штеттине, мощность

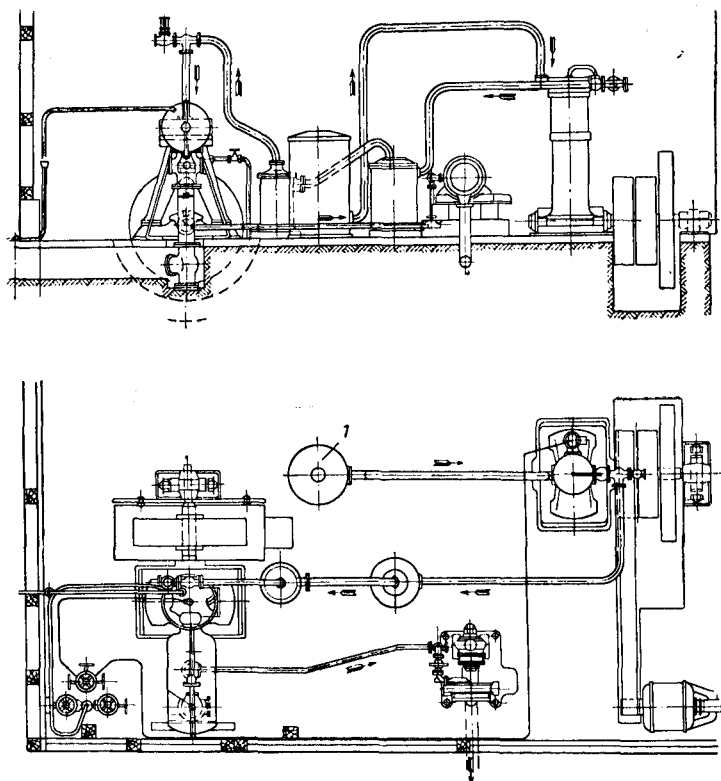


Рис. 2.10. Схема опытной установки для наддува Бюхи на фирме «Зульцер» в г. Винтертуре (1911—1914 гг.)

двигателей должна была быть повышена за счет применения газотурбинного наддува с 1750 до 2500 л. с. Построенные по проекту Бюхи на верфи «Вулкан» в Гамбурге турбокомпрессоры (рис. 2.11) были установлены на основании отдельно от двигателей, каждый двигатель имел один неразделенный выпускной трубопровод. Посредством переключающей заслонки в выпускном трубопроводе турбокомпрессоры могли отключаться и двигатели соответственно работать без наддува. Так впервые успешно был применен газотурбинный наддув. Среднее индикаторное давление достигало 11 кгс/см^2 , увеличение мощности составляло свыше 40%, двигатели обладали хорошей способностью выдерживать перегрузку и, кроме того, был получен важный вывод

о саморегулировании турбокомпрессора. Несмотря на этот успех, для турбонаддува «лед еще не был сломан».

При малой разности между давлением наддува и давлением выпуска затрудняется продувка остаточных газов, при неудовлетворительном к. п. д. турбокомпрессора необходимый положительный перепад давлений вовсе не будет достигнут. Согласно швейцарскому патенту № 122664 от 30 ноября 1925 г. (DRP № 568855), выпускному трубопроводу между двигателем внутреннего сгорания и турбиной, а также входному сечению последней

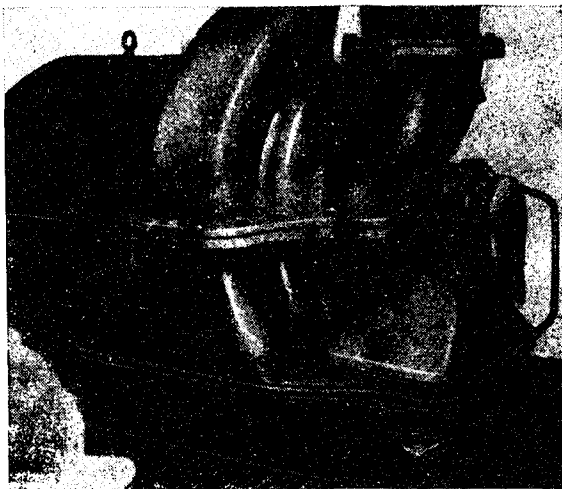


Рис. 2.11. Наддувочный компрессор с приводом от газоразборной турбины на судне «Пройсен» (1925 г.)

следует придавать такие размеры, чтобы после начала выпуска из цилиндра двигателя давление перед турбиной повышалось и перед его окончанием понижалось. Это достигается разделением выпускного трубопровода на отдельные ветви сравнительно малого сечения таким образом, что в одно и то же ответвление выпускают отработавшие газы только цилиндры с определенным минимальным интервалом между вспышками. Отдельные ветви трубопровода подводятся в разделенные сопловые камеры газовой турбины (рис. 2.12). Таким образом достигается следующее:

во-первых, вследствие повышения давления при выпуске уменьшаются потери на расширение газов при переходе в выпускной коллектор и тем самым подводится большая энергия газовой турбине, чем это было бы при постоянном давлении;

во-вторых, как раз во время периода продувки в выпускном коллекторе понижается давление, что используется для очистки цилиндра от остаточных газов и для продувки камеры сгорания

воздухом. Влияние разделения выпускного трубопровода на изменение давления поясняет рис. 2.13.

Когда теперь говорят о наддуве Бюхи, то обычно подразумевают эту систему с разделенным выпускным трубопроводом.

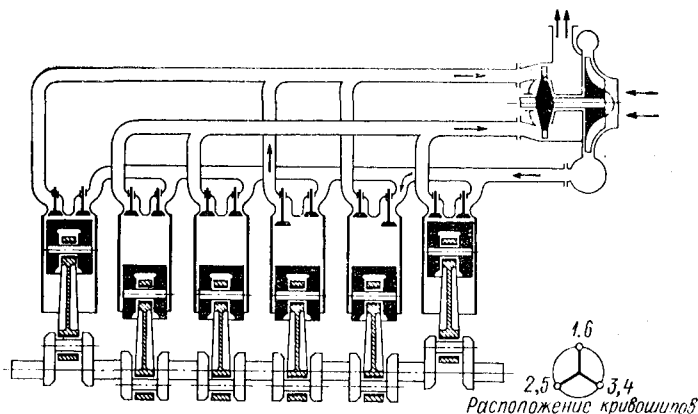


Рис. 2.12. Шестицилиндровый четырехтактный дизель с турбокомпрессором и разделенным выпускным трубопроводом

В 1926 г. Бюхи производил испытания этой системы наддува на Швейцарском локомотиво- и машиностроительном заводе в Винтертуре. Первая установка показана на рис. 2.14. От двигателя

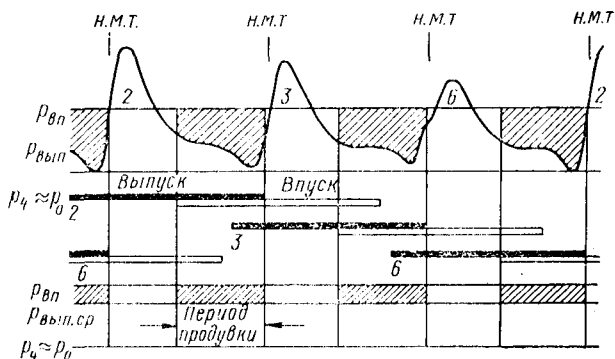


Рис. 2.13. Изменение давления в одной из ветвей выпускного трубопровода шестицилиндрового двигателя

отработавшие газы направляются через четыре отдельных трубопровода в выпускной коллектор, расположенный у подножия двигателя, а оттуда — к турбине; уже был предусмотрен также охладитель наддувочного воздуха. Сконструированный и построенный фирмой «Броун Бовери» турбокомпрессор имел осевую

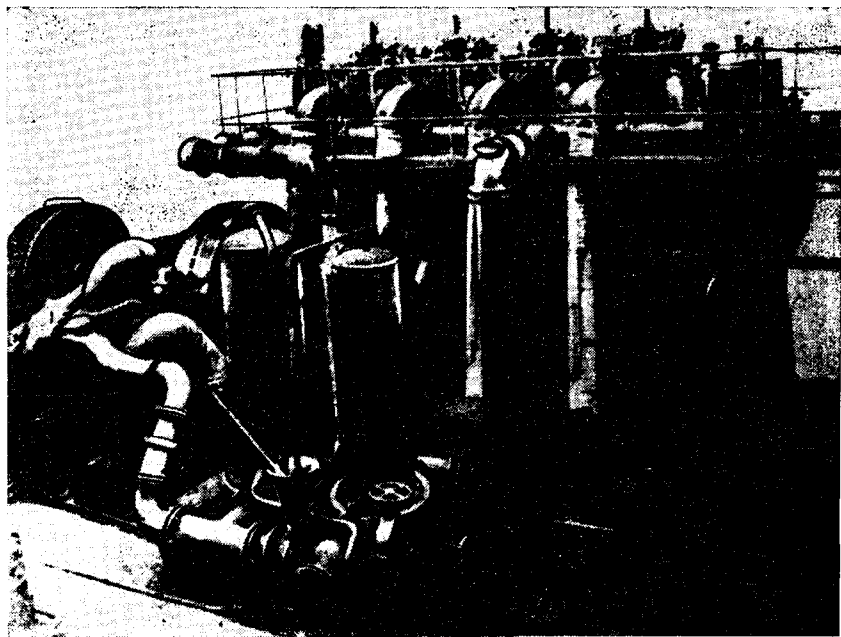


Рис. 2.14. Четырехцилиндровый четырехтактный дизель с наддувом Бюхи, построенный на Швейцарском локомотивно- и машиностроительном заводе в г. Винтертуре (1926 г.)

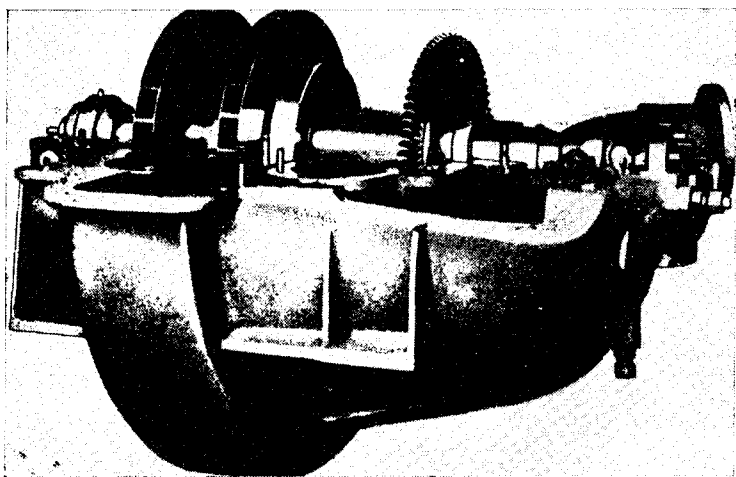


Рис. 2.15. Двухступенчатый наддувочный компрессор с приводом от газовыпускной турбины, конструкция «Броун Боверн» (1926 г.)

активную турбину и двухступенчатый центробежный компрессор (рис. 2.15), он располагался отдельно от двигателя на фундаменте. Позднее испытания были продолжены на шестицилиндровом двигателе, на котором отработавшие газы из каждого трех цилиндров объединялись в двух размещенных внизу выпускных коллекторах и направлялись в отдельные сопловые камеры турбины (рис. 2.16). Испытания были очень успешными, легко достигалось 50%-ное повышение мощности, кратковременно наддув двигателя мог составлять 100%. Двигатель в г. Винтертуре обстоятельно исследовал проф. Стодола (профессор Швей-

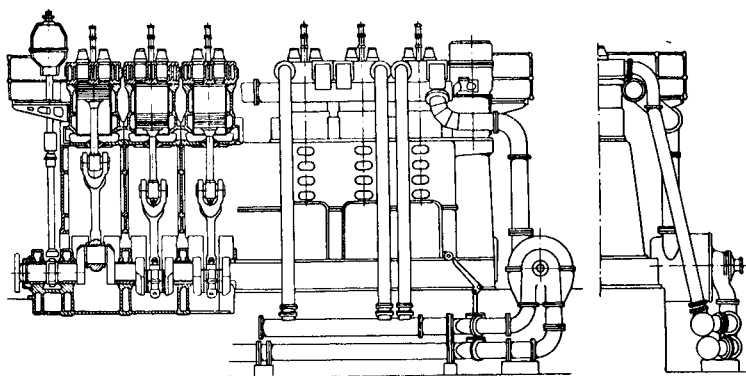


Рис. 2.16. Шестицилиндровый четырехтактный дизель с наддувом Бюхи, построенный на Швейцарском локомотиво- и машиностроительном заводе в г. Винтертуре (1927 г.)

царской технической высшей школы в Цюрихе), и результаты этих исследований были опубликованы в 1928 г. в журнале Союза немецких инженеров [2.10]. Уже в 1926 г. хорошие результаты испытаний сыграли решающую роль в образовании синдиката Бюхи, в котором объединились Альфред Бюхи, Швейцарский локомотиво- и машиностроительный завод (г. Винтертур) и «Броун Бовери» (г. Баден). Синдикат Бюхи в последующие годы продал лицензии на способ наддува большому количеству фирм в различных европейских странах и за пределами Европы. В процессе дальнейшего развития вскоре был сделан вывод о том, что выпускные трубопроводы должны иметь не только малые сечения, но также быть короткими, чтобы лучше использовать при импульсной системе наддува колебания выпускных газов. Турбокомпрессор располагался все ближе к двигателю и, наконец, стал размещаться непосредственно на двигателе — как это повсюду принято в настоящее время.

3. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРОВ

3.1. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ КОМПРЕССОРА

Размеры компрессора определяются по объемному расходу воздуха \dot{V} ($\text{м}^3/\text{с}$) и требуемой степени повышения давления p_2/p_1 .

Теоретическая индикаторная диаграмма для четырехтактных двигателей с механическим наддувом показана на рис. 3.1. На

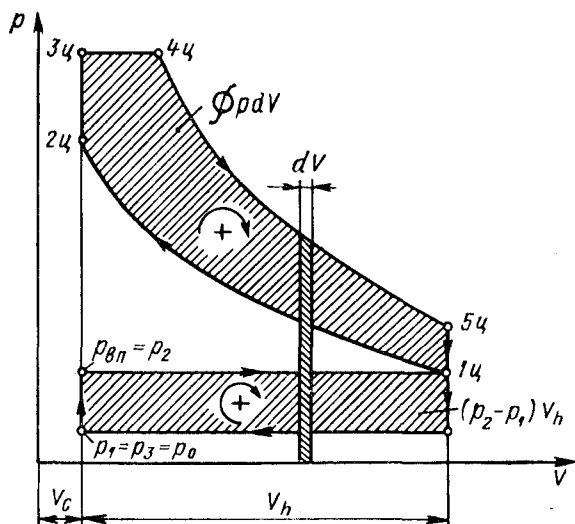


Рис. 3.1. Индикаторная диаграмма идеального четырехтактного двигателя с механическим наддувом

индикаторной диаграмме совершенного двухтактного двигателя отпадает петля газообмена, представляющая собой на рис. 3.1 заштрихованную площадку между линиями p_1 и p_2 .

Индикаторная работа совершенного двигателя L_i складывается из составляющей высокого давления $\oint p dV$ и работы насосных ходов $(p_2 - p_1) V_h$:

$$L_i = \oint p dV + (p_2 - p_1) V_h \frac{H}{\text{м}^2} \cdot \text{м}^3 = H \cdot \text{м} = \text{Дж}.$$

Положительная работа насосных ходов четырехтактного двигателя должна компенсироваться отрицательной работой компрессора (рис. 3.2). Так как по определению цилиндр совершенного двигателя $V_h + V_c$ наполнен свежим зарядом, работа компрессора соответствует площади, ограниченной слева осью ординат.

Адиабатная работа компрессора составляет

$$L_{\text{к ад}} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] H \cdot \text{м} = \text{Дж}. \quad (3.1)$$

Под давлением p здесь понимается общее давление, которое складывается из статической и динамической частей. Поскольку $p_2/p_1 > 1$, то работа нагнетателя получается отрицательной. К. п. д. компрессоров, как правило, относят к адиабатной работе сжатия.

Адиабатный напор компрессора определяется по формуле

$$H_{\text{к ад}} = RT_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3.2)$$

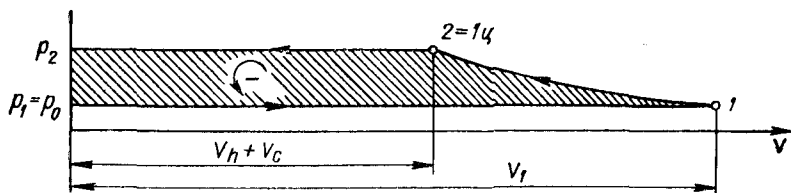


Рис. 3.2. $p - V$ -диаграмма нагнетателя

Адиабатная работа компрессора

$$L_{\text{к ад}} = mRT_1 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = -mH_{\text{к ад}}. \quad (3.3)$$

В приведенных формулах: $H_{\text{к ад}}$ имеет единицу измерения кгс·м/кг, если R или c_p подставляются в кгс·м/(кг·К), и единицу измерения Дж/кг, если R или c_p выражены в Дж/(кг·К). Как правило, знак минус опускают при определении работы компрессора, тогда $L_{\text{к ад}} = mH_{\text{к ад}}$.

Действительная работа компрессора определяется по формуле

$$L_{\text{к}} = \frac{mH_{\text{к ад}}}{\eta_{\text{к ад}}}, \quad (3.4)$$

где $\eta_{\text{к ад}}$ — адиабатный к. п. д. компрессора, отнесенный к мощности на валу.

Если в уравнение (3.4) вместо массы m в кг подставить массовый расход воздуха $G_{\text{в}}$ в кг/с, то получим мощность компрессора:

$$N_{\text{к}} = \frac{G_{\text{в}} H_{\text{к ад}}}{\eta_{\text{к ад}}} \text{ Дж/с} = \text{Вт; кгс·м/с}; \quad (3.5)$$

$N_{\text{к}} = \frac{G_{\text{в}} H_{\text{к ад}}}{\eta_{\text{к ад}} 75}$ л. с., если $H_{\text{к ад}}$ имеет единицу измерения кгс·м/с.

При свободном турбонаддуве p_3 , как правило, меньше, чем p_2 . Для двухтактных двигателей должно выполняться условие $p_3 < p_2$, так как в этом случае возможно осуществление процесса продувки; в четырехтактных двигателях на режимах малых нагрузок $p_3 \geq p_2$. Площадь диаграммы, соответствующая работе турбины, имеет форму, показанную на рис. 3.3. Расширение газа

от состояния, соответствующего концу расширения в цилиндре (точка 5ц), до состояния на входе в турбину (точка 3) теоретически осуществляется со средним показателем политропы n , несколько меньшим, чем k ; $1 < n < k$, см. гл. 7. Работа, соответствующая вертикально заштрихованной площади 5ц—3'—О, в значительной мере не используется для механической работы,

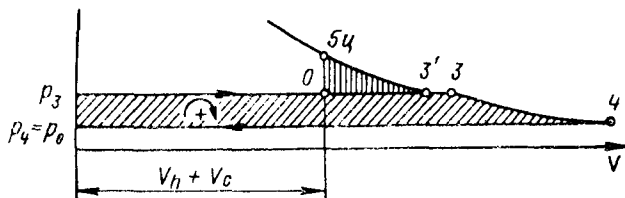


Рис. 3.3. $p - V$ -диаграмма газовой турбины

а переходит в теплоту. Поэтому температура T_3 несколько выше температуры изоэнтального расширения 5ц—3'. Адиабатная работа турбины

$$L_{\text{т ад}} = mRT_3 \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = mc_p T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (3.6)$$

Так как $p_4/p_3 < 1$, то работа получается положительной.

3.2. ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ МАССОВЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА И МОЩНОСТЬЮ ДВИГАТЕЛЯ

Для расчета мощности компрессора по формуле (3.5) требуется знать G_b для степени повышения давления p_2/p_1 , определяемой типом двигателя. Расчет массового расхода воздуха через двигатель относится к важнейшим предпосылкам для проектирования компрессора. Сначала выполняется прикидочный расчет массового расхода воздуха исходя из мощности двигателя и принятого коэффициента избытка воздуха для сгорания.

С целью упрощения последующие расчеты будут выполняться применительно к работе двигателя на жидком топливе, при этом принимается, что нагнетатель сжимает только воздух; при нагнетании смеси объем топлива не учитывается по сравнению с объемом воздуха. Массовый расход воздуха определяется исходя из минимально потребного количества воздуха для полного сгорания L_0 , коэффициента избытка воздуха α и массового расхода топлива $G_{\text{топ}}$:

$$G_b = G_{\text{топ}} \alpha L_0 \text{ кг/с, кг/ч.}$$

Аналогично удельному расходу топлива $g_e = \frac{G_{\text{топ}}}{N_e}$ можно определить удельный расход воздуха:

$$g_b = \frac{G_b}{N_e} = \frac{G_{\text{топ}}}{N_e} \alpha L_0 \text{ кг/(Вт} \cdot \text{с), кг/(л. с. ч).}$$

Например, для двигателя с принудительным зажиганием, имеющего $\alpha = 1$, удельный расход воздуха составит: $0,25 \frac{\text{кг топлива}}{\text{л. с. ч}} \times 1,14,5 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}} = 3,62 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{л. с. ч}}$.

Для расчета массового расхода воздуха целесообразнее использовать удельный индикаторный расход топлива g_i , т. е. расход топлива, отнесенный к индикаторной мощности, так как его значение не изменяется так сильно, как значение эффективного расхода топлива g_e :

$$g_i = g_e \eta_m; \quad g_e = \frac{g_i \alpha L_0}{\eta_m}. \quad (3.7)$$

Для газойля L_0 равняется 14 ... 14,3; для бензина — приблизительно 14,5 кг воздуха/кг топлива. Механический к. п. д. двигателя η_m при полной нагрузке в зависимости от размеров двигателя и частоты вращения составляет 0,75 ... 0,85.

Удельный расход топлива является в принципе величиной, обратной к. п. д. Взаимосвязь между удельным расходом топлива (безразлично, индикаторного, эффективного или отнесенного к мощности совершенного двигателя) и к. п. д. η выражается следующим уравнением:

$$g = \frac{1}{\eta} 3,6 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} \frac{1}{H_u} \frac{\text{кг}}{\text{Дж}} 1000 \frac{\text{г}}{\text{кг}} = \frac{1}{\eta H_u} 3,6 \cdot 10^9 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

При низшей теплоте сгорания $4,1868 \cdot 10^7$ Дж/кг (10 000 ккал/кг) зависимость между к. п. д. и массовым расходом топлива принимает вид:

$$g = \frac{3,6 \cdot 10^9}{4,1868 \cdot 10^7} \frac{1}{\eta} \approx \frac{86}{\eta} \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}. \quad (3.8)$$

По приведенному выше определению, α — это суммарный коэффициент избытка воздуха, т. е. определяемый исходя из общего расхода воздуха G_v (включая массовый расход воздуха на продувку). Для лучшего отличия эту величину будем далее обозначать α_c . Взаимосвязь между коэффициентом избытка воздуха α и индикаторным расходом топлива g_i видна из табл. 3.1. Во второй и третьей графах этой таблицы приведены средние значения удельных расходов топлива по литературным

Таблица 3.1. Эмпирическая взаимосвязь между коэффициентом избытка воздуха α и индикаторным расходом топлива g_i , указанным в г/(кВт·ч) [г/(л.с.ч)]

α	Двигатель с принудительным зажиганием $\epsilon = 5,5 \dots 8$	Дизель $\epsilon = 12 \dots 18$	Дизель (расчет по формуле Ваншенгута) $\eta_{i0} = 0,33$
0,7	408 (300)
0,9	282 (200)
1,0	245 (180)	...	264 (194)
1,1	238 (175)	...	243 (179)
1,2	245 (180)	299 (220)	227 (167)
1,3	282 (200)	231 (170)	216 (159)
1,5	408 (300)	204 (150)	201 (148)
2,0	...	185 (136)	186 (136,5)
3,0	...	177 (130)	182 (133,5)
4,0	...	177 (130)	186 (136,5)

и экспериментальным данным, а в четвертой графе — полученные при расчете по эмпирической формуле Ваншейдта [3.1] $\eta_i = \eta_{i0} \alpha^{1/\alpha}$, в которой принято $\eta_{i0} = 0,33$, и по уравнению (3.8). При этом η_{i0} является теоретическим значением, которое получается для коэффициента избытка воздуха, равного единице. На рис. 3.4 табличные значения показаны графически. Приведенные значения следует рассматривать лишь как ориентировочные, поскольку

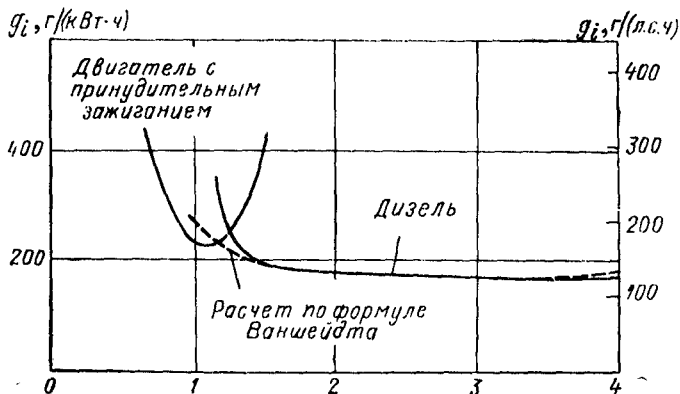


Рис. 3.4. Зависимость удельного индикаторного расхода топлива от коэффициента избытка воздуха

остались неучтенными влияния степени сжатия (сорт топлива), способа сгорания (у дизеля — предкамера, непосредственный впрыск) и размеров цилиндра.

Приведем примеры расчета удельного расхода воздуха по уравнению (3.7) для двигателей различных типов.

Четырехтактный двигатель с принудительным зажиганием без наддува: $g_b = 0,238 \cdot 1,1 \cdot 14,5/0,8 = 4,75$ кг/кВт·ч [3,49 кг/(л. с. ч)].

Четырехтактный дизель малых размеров с предкамерой, без наддува: $g_b = 0,232 \cdot 1,3 \cdot 14,3/0,8 = 5,34$ кг/кВт·ч [3,93 кг/(л. с. ч)].

Четырехтактный дизель средних размеров без наддува и без продувки: $g_b = 0,197 \cdot 1,7 \cdot 14,3/0,82 = 5,84$ кг/кВт·ч [4,3 кг/(л. с. ч)].

Для четырехтактного дизеля с наддувом и продувкой суммарный коэффициент избытка воздуха складывается из коэффициента избытка воздуха для сгорания и коэффициента продувочного воздуха: $g_b = 0,190 (1,8 + 0,4) 14,3/0,85 = 7,03$ кг/(кВт·ч) [5,17 кг/(л. с. ч)];

для двухтактного дизеля больших размеров с продувкой (без наддува): $g_b = 0,1835 (2,2 + 1,0) 14,3/0,85 = 9,88$ кг/(кВт·ч) [7,27 кг/(л. с. ч)].

Полученные величины удельного расхода воздуха являются ориентировочными и могут отклоняться как в большую, так и в меньшую сторону.

В уравнении (3.5) для определения мощности компрессора G_b заменяется на $g_b \cdot N_e$:

$$N_k = \frac{g_b N_e H_{k ад}}{3600 \eta_{k ад}} \text{ Вт, или } N_k = \frac{g_b N_e H_{k ад}}{3600 \cdot 75 \eta_{k ад}} \text{ л. с.} \quad (3.9)$$

Пример. Двигатель с принудительным зажиганием, механическим наддувом (без продувки) имеет следующие параметры: $N_e = 200$ кВт; $H_{ад} = 4 \times 10^4$ Н·м/кг (соответствует давлению наддува 1,55 бар); $\eta_k = 0,55$.

Тогда мощность компрессора

$$N_k = \frac{4,75}{3600} \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{с}} 100 \text{ кВт} \frac{40\,000}{0,55} \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = 9596 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}} = 9,596 \text{ кВт}.$$

3.3. ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ КОЛИЧЕСТВОМ ЗАРЯДА В ЦИЛИНДРЕ И СРЕДНИМ ИНДИКАТОРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Уравнение (3.7) выражает только зависимость между массовым расходом воздуха и мощностью двигателя, но не указывает связи между мощностью и размерами двигателя. Взаимосвязь между мощностью, рабочим объемом и средним индикаторным давлением p_i отражена в следующем уравнении:

$$N_e = \frac{V_h p_e n}{i} = \frac{V_h p_i \eta_m n}{i}, \quad (3.10)$$

где i — число оборотов на осуществление рабочего цикла.

Если рабочий объем выражен в м^3 , давление p_e или p_i — в Н/м^2 , а частота вращения n — в $1/\text{с}$, то получим единицу измерения мощности: $\text{м}^3 \cdot \text{Н/м}^2 \cdot 1/\text{с} = \text{Н} \cdot \text{м/с} = \text{Вт}$. Для перехода к еще распространенной в двигателестроении технической системе мер, в которой мощность выражается в л. с., V_h — в л, p_e — в кгс/см^2 и n — в об/мин , необходимо это выражение домножить на $\frac{1}{1000} \frac{\text{м}^3}{1} 10\,000 \frac{\text{см}^2}{\text{м}^2} \frac{1}{60} \frac{\text{мин}}{\text{с}} \frac{1}{75} \frac{\text{л} \cdot \text{с}}{\text{м} \cdot \text{кгс}} \left(\frac{1}{2}\right) = \frac{1}{450}$ или $\frac{1}{900}$.

Индикаторная работа в цилиндре (работа = сила · путь или давление · объем), с одной стороны, равняется произведению рабочего объема на среднее индикаторное давление

$$L_i = V_h p_i, \quad (3.11)$$

с другой стороны, может быть выражена через подведенное за рабочий цикл количество теплоты, умноженной на к. п. д.,

$$L_i = Q_{ц} \eta_i \quad (3.12)$$

где $Q_{ц}$ — количество теплоты на заряд цилиндра; η_i — индикаторный к. п. д.

Коэффициент наполнения η_v характеризует отношение объема свежего заряда в цилиндре к рабочему объему, при этом дополнительным индексом указывается, к какому состоянию относится объем свежего заряда, например, к внешнему состоянию «0» или к состоянию перед впускными органами «вп», которое может отличаться от состояния «2» на выходе из компрессора, в особенности по температуре, если применяется холодильник наддувочного воздуха. Для упрощения примем, что в цилиндр поступает только воздух, т. е. что топливо впрыскивается позднее или что объемом топлива можно по сравнению с объемом воздуха пренебречь. Обозначив количество поступающего

в цилиндр свежего заряда через $m_{ц}$, можно определить коэффициент наполнения как

$$\eta_{н\text{ вп}} = \frac{m_{ц}/\rho_{вп}}{V_h}. \quad (3.13)$$

Поскольку количество выделяющейся теплоты можно представить как произведение количества топлива на его теплотворность ($Q_{ц} = m_{\text{топ}} H_u$), то, выразив количество топлива через количество воздуха, коэффициент избытка воздуха для сгорания α и стехиометрическое количество воздуха L_0 , получим

$$Q_{ц} = \frac{m_{ц}}{\alpha L_0} H_u,$$

а с учетом уравнения (3.13)

$$Q_{ц} = \frac{H_u}{\alpha L_0} V_h \rho_{вп} \eta_{н\text{ вп}}.$$

Приравнивание правых частей уравнений (3.11) и (3.12) дает

$$p_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} \rho_{вп} \eta_{н\text{ вп}} \eta_i \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \text{Дж/м}^3 = \text{Н/м}^2. \quad (3.14)$$

В технической системе мер имеем: 1 ккал = 427 м·кгс; 1 кгс/см² = 10⁻⁴ кгс/м²; H_u в ккал/кг

$$p_i = \frac{H_u}{\alpha L_0} \rho_{вп} \eta_{н\text{ вп}} \eta_i 427 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}.$$

В уравнение (3.14) не входят размеры двигателя, и среднее индикаторное давление сведено к характеристическим числам. H_u и L_0 известны, если известно топливо; коэффициент избытка воздуха α зависит от рабочего процесса двигателя (двигатель с принудительным зажиганием или дизель, способ смесеобразования); $\rho_{вп}$ определено сжатием в компрессоре, включая возможное охлаждение наддувочного воздуха; коэффициент наполнения $\eta_{н\text{ вп}}$ является параметром, зависящим от частоты вращения и температуры наддувочного воздуха. Уравнение (3.14) справедливо для двухтактных и четырехтактных двигателей.

В большинстве случаев требуется достижение определенного среднего индикаторного давления, исходя из которого должно рассчитываться необходимое давление наддува. Давление наддува p_2 незначительно (вследствие сопротивления холодильника) отличается от давления на впуске

$$\rho_{вп} = \frac{p_{вп}}{RT_{вп}}.$$

Подставив это выражение в уравнение (3.14), найдем для $p_{вп}$

$$p_2 \approx p_{вп} = \frac{p_i RT_{вп} \alpha L_0}{H_u \eta_{н\text{ вп}} \eta_i}. \quad (3.15)$$

При политропном сжатии без охлаждения температура наддувочного воздуха связана с давлением наддува уравнением:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \approx T_{\text{вп}},$$

откуда после соответствующего преобразования

$$p_2 = \left[\frac{p_i R T_1 \alpha L_0}{H_u \eta_{\text{н вп}} \eta_i p_1^{\frac{n-1}{n}}} \right]^n.$$

Если температура наддувочного воздуха известна, то проще использовать для расчета уравнение (3.15).

Пусть требуется достичь среднее эффективное давление $p_e = 12$ бар без применения охладителя наддувочного воздуха $p_i = p_e / \eta_m = 12 / 0,85 = 14,1$ бар.

Допустим, что $R = 287$ Н·м/(кг·К); $T_0 = 293$ К; $\alpha = 1,7$; $L_0 = 14,3$ кг/кг; $H_u = 4,25 \cdot 10^7$ Н·м/кг (42 500 кДж/кг); $\eta_{\text{н вп}} = 0,90$; $\eta_i = 0,48$; $n = 1,6$; $\frac{n-1}{n} = 0,375$; $p_0 = 1$ бар. Тогда

$$p_1 = \left[\frac{14,1 \cdot 287 \cdot 293 \cdot 1,7 \cdot 14,3}{4,25 \cdot 10^7 \cdot 0,9 \cdot 0,48 \cdot 1} \right]^{1,6} = 2,06 \text{ бар}.$$

В табл. 3.2 приведены два других примера для рассчитанной по уравнению (3.14) зависимости между p_i или p_e и $p_{\text{вп}}$.

Т а б л и ц а 3.2. Примеры, иллюстрирующие взаимосвязь между средним индикаторным или средним эффективным давлением и плотностью воздуха на впуске в цилиндр двигателя

Наименование параметров	Двигатель с принудительным зажиганием без наддува	Дизель с наддувом
Низшая теплота сгорания H_u , кДж/кг	43 950	42 500
То же, ккал/кг	10 500	10 150
Стехиометрическое количество воздуха L_0	14,5	14,3
Коэффициент избытка воздуха α	1,1	1,8
Плотность воздуха на впуске в цилиндр двигателя $\rho_{\text{вп}}$, кг/м ³	1,20	2,4
Коэффициент наполнения $\eta_{\text{н}}$	0,85	0,97
Индикаторный к. п. д. η_i	0,35	0,46
Среднее индикаторное давление p_i , бар	9,84	17,68
То же, кгс/см ²	10,0	18,0
Механический к. п. д. η_m	0,8	0,85
Среднее эффективное давление p_e , бар	7,87	15,0
То же, кгс/см ²	8,0	15,3

К уравнению (3.14), определяющему среднее индикаторное давление, необходимо сделать два примечания.

1. Коэффициент избытка воздуха α относится к заключенному в цилиндре количеству воздуха без учета продувки, точно так же, как и коэффициент наполнения $\eta_{н\text{ вп}}$.

Уравнение остается верным, если заменить α суммарным коэффициентом избытка воздуха α_c (включая продувку), а коэффициент наполнения $\eta_{н\text{ вп}}$ коэффициентом продувки $\varphi_{a\text{ вп}}$:

$$\begin{aligned}\varphi_{a\text{ вп}} &= \frac{\text{общий объем воздуха при параметрах перед выпуском}}{\text{рабочий объем цилиндра}} = \\ &= \frac{m_{\text{сум}}/\rho_{нп}}{V_h}; \\ p_i &= \frac{H_u}{\alpha_c L_0} \rho_{вп} \varphi_{a\text{ вп}} \eta_i. \quad (3.16)\end{aligned}$$

2. Уравнения (3.14) и (3.15) справедливы, когда $m_{ц}$ — заряд цилиндра — является смесью воздуха с жидким топливом, объемом которого по отношению к объему воздуха можно пренебречь.

Отнесенная к 1 м³ теплота сгорания подведенного топлива составляет:

$$\frac{H_u}{\alpha L_0} \rho_{вп} \text{ Дж/м}^3.$$

В случаях применения газообразных топлив их объемом пренебрегать нельзя. Тогда H_u относится к $m_{н}^3$, а не к кг; $m_{н}^3$: 0° С; 1,013 бар (1,033 кгс/см²).

H_u имеет единицу измерения Дж/м³, а выражение αL_0 представляет собой отношение: $\frac{m_{н\text{ воздуха}}^3}{m_{н\text{ топлива}}^3}$.

Смесь складывается из 1 м³ топлива и αL_0 м³ воздуха, откуда имеем

$$\frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{\text{Дж}}{m_{н\text{ смеси}}^3} = \text{теплота сгорания смеси для 1 м}_{н}^3.$$

Однако нас интересует теплота сгорания не 1 м³ смеси, а 1 м³ при состоянии на впуске, так как для этого состояния известен коэффициент наполнения $\eta_{н\text{ вп}}$. Поэтому выражение необходимо доумножить на отношение $\rho_{вп}/\rho_{н}$ ($\rho_{н}$ = плотность м³_н), вследствие чего получим:

$$\begin{aligned}p_i &= \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{\rho_{вп}}{\rho_{н}} \eta_{н\text{ вп}} \eta_i \text{ Н/м}^2; \quad (3.17) \\ p_i &= \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \frac{\rho_{вп}}{\rho_{н}} \eta_{н\text{ вп}} \eta_i 427 \cdot 10^{-4} \text{ кгс/см}^2.\end{aligned}$$

В некоторых учебниках [3.2] среднее индикаторное давление совершенного двигателя представляется в таком виде:

$$p_i = 385 \frac{m_{\text{топ}} H_u}{22,41} \eta_i \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \text{ кгс/см}^2. \quad (3.18)$$

Уравнение (3.18) связано с уравнением (3.17) следующим образом.

Для совершенного двигателя состояние перед впуском задается температурой $20^\circ \text{C} = 293 \text{ K}$ и давлением 1 кгс/см^2 , для $m_{\text{н}}^3$ характерными являются 273 K и $1,033 \text{ кгс/см}^2$

$$427 \frac{\rho_{\text{вп}}}{\rho_{\text{н}}} = 427 \frac{1}{1,033} \frac{273}{293} = 385.$$

Здесь $m_{\text{топ}}$ — количество топлива на 1 кмоль свежего заряда (топливо + воздух). Количество топлива на 1 $m_{\text{н}}^3$ свежего заряда

$$\frac{m_{\text{топ}}}{22,41} = \frac{1}{1 + \alpha L_0}.$$

Индикаторный к. п. д. η_i заменяется в случае совершенного двигателя η_i .

Коэффициент наполнения совершенного двигателя равнялся бы единице, если бы свежим зарядом, имеющим параметры внешнего состояния, был заполнен только рабочий объем цилиндра. Но поскольку у совершенного двигателя предполагается, что свежим зарядом заполняется также объем пространства сжатия (остаточные газы отсутствуют), то получим

$$\eta_{\text{н}}^2 = 1 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1},$$

и уравнение (3.17) трансформируется в уравнение (3.18).

3.4. КОЭФФИЦИЕНТ НАПОЛНЕНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

Для понимания протекающих процессов обратимся сначала к индикаторной диаграмме газообмена четырехтактного двигателя без наддува, изображенной на рис. 3.5.

Выпускной клапан открывается (*Вп. о.*), прежде чем поршень достигает нижней (наружной) мертвой точки, давление в цилиндре быстро падает. Во время выпуска давление из-за газодинамического сопротивления в выпускном клапане остается несколько выше, чем давление в выпускном трубопроводе. У двигателя без наддува перекрытие клапанов невелико, т. е. впускной клапан открывается (*Вп. о.*), а выпускной — закрывается (*Вп. з.*) вблизи от верхней (внутренней) мертвой точки. Вследствие уменьшения сечения выпускного клапана давление в цилиндре в конце хода выталкивания повышается.

Поршень в конце хода выталкивания сжимает в цилиндре остаточные газы, последние расширяются в процессе хода впуска

Объем, определяемый точками пересечения линий впуска и сжатия с линией атмосферного давления или линией давления p ,

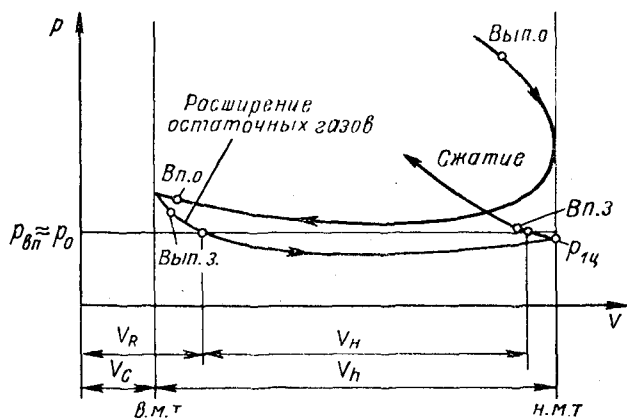


Рис. 3.5. Индикаторная диаграмма газообмена двигателя без наддува (схематически)

или $p_{\text{вп}}$ у двигателей с наддувом, называют объемом наполнения $V_{\text{н}}$. Величиной объема $V_{\text{н}}$ учитываются как потери рабочего объема за счет наличия остаточных газов, так и сопротивление дросселирования при впуске, но не учитывается нагревание при впуске.

Объемный коэффициент наполнения

$$\eta_{\text{H}}^{\circ} := \frac{V_{\text{H}}}{V_h}. \quad (3.19)$$

Коэффициент наполнения определяется объемным коэффициентом наполнения и повышением температуры заряда в процессе впуска.

Коэффициент наполнения

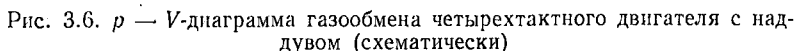
$$\eta_{\text{H ВП}} = \frac{V_{\text{H}}}{V_{\text{h}}} \frac{T_{\text{ВП}}}{T_{\text{H}}}. \quad (3.20)$$

В уравнении (3.20) приняты следующие обозначения: $T_{\text{вп}}$ — температура воздуха на впуске в цилиндр; $T_{\text{цк}}$ — температура воздуха в цилиндре в конце хода всасывания.

$$\frac{\eta_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}0}} = \left(\frac{T_{\text{вп}}}{T_{\text{вп}0}} \right)^{0,2 \dots 0,25}, \quad (3.21)$$

где $T_{\text{вп}0}$ — температура на впуске при исходном состоянии; $T_{\text{вп}}$ — температура на впуске при измененной температуре;

где $T_{\text{вп } 0}$ — температура на впуске при исходном состоянии;
 $T_{\text{вп}}$ — температура на впуске при измененной температуре;



Коэффициент наполнения зависит от очень многих факторов (геометрия системы впуска, средняя скорость поршня, степень сжатия, температура стенок и др.). Его величина лежит обычно в пределах 0,7—0,9, однако у двигателей с наддувом и продувкой может превышать единицу.

Изменение давления в цилиндре во время газообмена четырехтактного двигателя с наддувом схематически показано на рис. 3.6.

Если имеется положительный перепад давления между p_2 и p_3 , то V_n будет и при обычном малом перекрытии клапанов больше, чем V_h ; при сжатии до давления p_2 , объем, занимаемый остаточными газами, уменьшился бы до величины, меньшей чем V_c . Если применяется большее перекрытие клапанов, то достигается хорошая очистка цилиндра от остаточных газов.

Из представленной на рис. 3.7 индикаторной диаграммы видно, что давление в цилиндре при положении поршня в н. м. т. в начале такта сжатия практически достигает величины давления наддува p_2 или $p_{вп}$. В случае, если имеется определенное дрос-

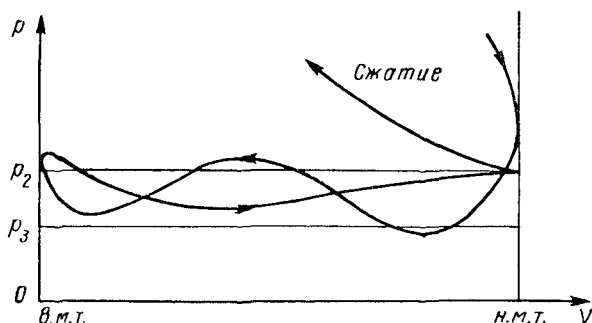


Рис. 3.7. Измеренное протекание давления во время процесса газообмена у четырехтактного двигателя с наддувом

селирование на впуске, подбором фаз газораспределения все же добиваются того, что давления $p_{вп}$ и $p_{1ц}$ лишь немного отличаются друг от друга.

Предполагая, что остаточные газы полностью удалены из цилиндра (за счет большего перекрытия клапанов и большего продувочного перепада), можно написать:

$$m_{1ц} = (V_h + V_c) \frac{p_{1ц}}{RT_{1ц}}$$

и при $p_{1ц} \approx p_2 \approx p_{вп}$

$$m_{1ц} = V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \rho_{вп} \frac{T_{вп}}{T_{1ц}}. \quad (3.22)$$

Температура заряда цилиндра при положении поршня в н. м. т. может быть определена с помощью следующего эмпирического уравнения:

$$T_{1ц} = 313 + \frac{5}{6} t_{вп}, \quad (3.23)$$

которое, правда, только в общем учитывает имеющее место уменьшение нагрева воздуха при высоких температурах поступающего воздуха. $t_{вп}$ следует подставлять в $^{\circ}\text{C}$

$$m_{1ц} \approx V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \rho_{вп} \frac{T_{вп}}{313 + \frac{5}{6} t_{вп}}. \quad (3.24)$$

С помощью этого эмпирического уравнения мы можем в случае четырехтактных двигателей с наддувом и продувкой избавиться от несколько неопределенного коэффициента наполнения, содержащегося в уравнении (3.14):

$$\eta_{\text{н вп}} = \frac{m_{\text{ц}}}{\rho_{\text{вп}} V_h}; \quad \eta_{\text{н вп}} \rho_{\text{вп}} = \frac{m_{\text{ц}}}{V_h} \approx \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \rho_{\text{вп}} \frac{T_{\text{вп}}}{313 + \frac{5}{6} t_{\text{вп}}};$$

$$\rho_i \approx \frac{H_i}{\alpha L_0} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \rho_{\text{вп}} \frac{T_{\text{вп}}}{313 + \frac{5}{6} t_{\text{вп}}} \eta_i. \quad (3.25)$$

Если принятое выше допущение о полном удалении остаточных газов из цилиндра отпадает, то взаимосвязи становятся значительно сложнее.

Для расчета температуры заряда цилиндра, включающего свежий заряд плюс остаточные газы, при положении поршня в н. м. т. для четырехтактных дизелей Цапф [3.3] предложил следующие формулы, выведенные на основе расчета газообмена:

для двигателей без наддува, имеющих небольшое перекрытие клапанов

$$T_{1\text{ц}} = T_{\text{н. м. т.}} = 296 + 0,86 t_{\text{вп}} + 1,3 c_m + 0,11 t_{\text{ст}} - 3\alpha - 0,7\varepsilon \text{ К}; \quad (3.26)$$

для двигателей с наддувом, имеющих $p_2/p_3 = 1,1 \dots 1,3$;

$$T_{\text{н. м. т.}} = (T_{\text{н. м. т.}})_{\text{вп}} - 0,14 \varphi_{\text{пер}} - 1,8 p_2 \text{ К}. \quad (3.27)$$

В уравнениях (3.26) и (3.27) приняты следующие обозначения: $t_{\text{вп}}$ — температура свежего воздуха на впуске двигателя, °С; c_m — средняя скорость поршня, м/с; $t_{\text{ст}}$ — средняя температура поверхности внутренних стенок цилиндра (днище поршня, крышка и втулка цилиндра), °С; α — коэффициент избытка воздуха; $\varphi_{\text{пер}}$ — перекрытие клапанов, °п. к. в.; $p_2 \approx p_{\text{вп}}$ — давление наддува перед двигателем, кгс/см²; p_3 — противодавление выпускного газа, кгс/см².

Ограничения касаются только угла перекрытия клапанов и степени сжатия. Уравнения (3.26) и (3.27) справедливы при $11 < \varepsilon < 22$, уравнение (3.27) — при $\varphi_{\text{пер}} \leq 110^\circ$ п. к. в.

Границы влияния увеличения перекрытия клапанов и степени сжатия в обоих случаях объясняются тем, что доля остаточных газов при этом из-за продувки мертвого пространства уменьшается, но это не оказывает заметного влияния на температуру заряда при положении поршня в н. м. т.

В тех случаях, когда $\varepsilon > 22$ и $\varphi_{\text{пер}} > 110^\circ$ п. к. в., для ε и $\varphi_{\text{пер}}$ в уравнениях (3.26) и (3.27) следует подставлять просто указанные граничные значения.

3.5. УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ПРОДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Общее количество воздуха, нагнетаемого компрессором $G_B^{сум}$, в случае четырехтактного двигателя с наддувом складывается из всасываемого двигателем свежего воздуха $G_B^{св}$ и продувочного

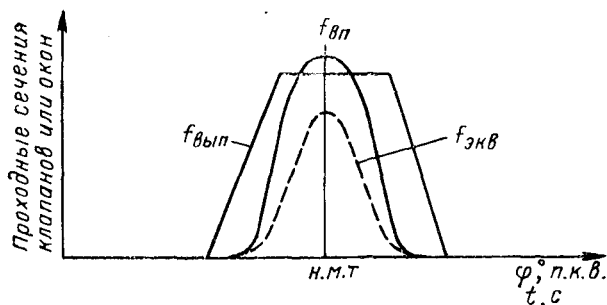


Рис. 3.8. Время- и угол-сечение двухтактного двигателя

воздуха $G_B^{пр}$, последний состоит из доли, остающейся в цилиндре $G_B^{пр.ц.}$, и продуваемой доли $G_B^{пр.вып.}$:

$$\left. \begin{aligned} G_B^{сум} &= G_B^{св} + G_B^{пр} = G_B^{ц.} + G_B^{пр.вып.}, \\ G_B^{пр} &= G_B^{пр.ц.} + G_B^{пр.вып.}, \\ G_B^{ц.} &= G_B^{св} + G_B^{пр.ц.} \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

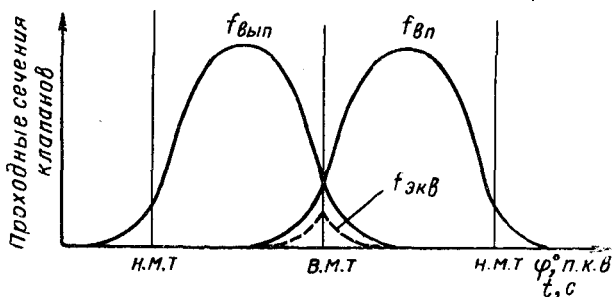


Рис. 3.9. Время- и угол-сечение четырехтактного двигателя

Количество свежего воздуха, всасываемое двигателем с наддувом, можно приблизительно выразить с помощью следующей формулы:

$$G_B^{св} \approx \frac{V_h n \rho_{вп} T_{вп}}{T_{1ц}} \quad (n \text{ в } \text{с}^{-1}). \quad (3.29)$$

Количество воздуха на продувку для четырехтактных и двухтактных двигателей (в последнем случае имеется только продувка) можно приближенного вычислить следующим способом.

На рис. 3.8 и 3.9 $f_{вп}$ и $f_{вып}$, представляющие проходные сечения впуска и выпуска, изображены в зависимости от времени

или угла поворота коленчатого вала φ . Взаимосвязь между φ и t определена при n в с^{-1} следующими выражениями: в дуговом измерении без единицы измерения $d\varphi = \omega dt = 2\pi n dt$; в $^\circ$ п. к. в. $d\varphi = 360 n dt$.

Продувка может осуществляться только в том промежутке, в котором органы впуска и выпуска открыты одновременно. Для упрощения расчета сечения впуска $f_{\text{вп}}$ и выпуска $f_{\text{вып}}$ заменяются сечением $f_{\text{экв}}$, имеющим такое же гидравлическое сопротивление, как последовательно расположенные сечения впуска и выпуска (рис. 3.10).

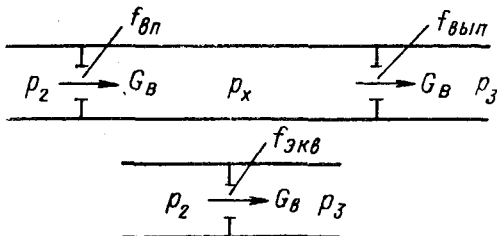


Рис. 3.10. Замена двух последовательно включенных сечений одним

Предполагая для упрощения, что: 1) жидкость является несжимаемой; 2) кинетическая энергия, полученная в первом сечении, перед входом во второе сечение преобразуется в теплоту; 3) коэффициенты расхода рассматриваемых сечений равны; 4) давление на впуске $p_{\text{вп}}$ может быть приравнено давлению наддува p_2 , получим:

$$G_n \sim f_{\text{вп}} \sqrt{p_2 - p_x} = f_{\text{вып}} \sqrt{p_x - p_3} = f_{\text{экв}} \sqrt{p_2 - p_3} = c;$$

$$p_2 - p_x = \frac{c^2}{f_{\text{вп}}^2}; \quad p_x - p_3 = \frac{c^2}{f_{\text{вып}}^2}; \quad p_2 - p_3 = \frac{c^2}{f_{\text{экв}}^2};$$

$$f_{\text{экв}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{f_{\text{вп}}^2} + \frac{1}{f_{\text{вып}}^2}}} = \sqrt{\frac{f_{\text{вп}}^2 f_{\text{вып}}^2}{f_{\text{вп}}^2 + f_{\text{вып}}^2}}; \quad (3.30)$$

$f_{\text{экв}}$ должно вычисляться для любого угла поворота коленчатого вала исходя из $f_{\text{вп}}$ и $f_{\text{вып}}$. Тогда интегрирование кривой $f_{\text{экв}}$ даст эквивалентное время-сечение или эквивалентный угол-сечение: $\int f_{\text{экв}} dt \text{ м}^2 \cdot \text{с}; \int f_{\text{экв}} d\varphi \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{ п. к. в.}$

Из этого эквивалентного сечения, которое периодически открывается во время одного рабочего цикла только один раз, можно определить величину эквивалентного отверстия $F_{\text{экв}}$, для чего интеграл площади делится на длительность одного рабочего цикла:

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{экв}} &= \frac{\int f_{\text{экв}} d\varphi}{360} \text{ (двухтактный двигатель);} \\ F_{\text{экв}} &= \frac{\int f_{\text{экв}} d\varphi}{720} \text{ (четырёхтактный двигатель).} \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

К такому же результату можно было бы прийти, исходя из время-сечения $\dot{f}_{\text{экв}} dt$.

По найденному значению эквивалентного отверстия можно определить количество воздуха, требуемое на продувку, по обычному уравнению расхода (кг/с)

$$G_{\text{в}}^{\text{пр}} = \alpha_{\text{экв}} F_{\text{экв}} \psi_{\text{вп}, 3} \rho_{\text{вп}} \sqrt{2RT_{\text{вп}}}, \quad (3.32)$$

причем функция истечения $\psi_{\text{вп}, 3}$ определяется из давлений $p_{\text{вп}}$ и p_3 :

$$\psi_{\text{вп}, 3} = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_3}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_3}{p_{\text{вп}}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3.33)$$

Для двухтактных двигателей (у которых отсутствует самостоятельно всасываемый воздух) при секундном рабочем объеме цилиндра $V_{\text{вп}}$ коэффициент продувки, отнесенный к состоянию перед впускными окнами, определяется по формуле:

$$\varphi_{\text{вп}} = \frac{G_{\text{в}}^{\text{пр}} / \rho_{\text{вп}}}{V_{\text{вп}}} = \frac{\alpha_{\text{экв}} F_{\text{экв}} \psi_{\text{вп}, 3} \sqrt{2RT_{\text{вп}}}}{V_{\text{вп}}}. \quad (3.34)$$

3.6. ШАГОВЫЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА

В уравнении (3.32) скрыты некоторые неопределенности. $F_{\text{экв}}$ образовано при наличии ряда упрощений, $\alpha_{\text{экв}}$ трудно определить непосредственно; как правило, его определяют с помощью измерения на двигателях массового расхода воздуха и последующего сравнения его со значением, рассчитанным вышеуказанным способом. При этом нельзя сделать заключения о величине давления или изменении давления в цилиндре.

Для получения точных результатов служит шаговый расчет процесса газообмена. Хотя сегодня — в эпоху вычислительной техники — он, как правило, производится вместе с общим расчетом рабочего цикла (см. 2.6), сам по себе отдельный расчет газообмена, который при необходимости можно выполнить и с помощью логарифмической линейки или простой счетной машинки, является полезным во многих случаях.

За короткий промежуток времени при одновременном открытии впуска и выпуска в цилиндр поступает количество воздуха, равное $dm_{\text{вп}}$, а из цилиндра выходит количество газов, равное $dm_{\text{вып}}$ (рис. 3.11).

Наиболее простым и пригодным для ручного счета является метод, который первым предложил Земан [3.4]. Впоследствии этот метод был несколько усовершенствован [3.5].

Запишем уравнения сохранения массы

$$dm_{\text{ц}} = dm_{\text{вп}} + dm_{\text{вып}} \quad (3.35)$$

II сохранения энергии

$$d(m_{ц}, u_{ц}) = dm_{вп} i_{вп} - dm_{вып} i_{вып} \pm p_{ц} dV_{ц} - dQ_{ст}, \quad (3.36)$$

где $u_{ц}$ — внутренняя энергия заряда цилиндра, отнесенная к единице массы; $i_{вп}$ и $i_{вып}$ — теплосодержание количества газа, поступающего в цилиндр и соответственно вытекающего из цилиндра; $dQ_{ст}$ — количество теплоты, отводимое в рассматриваемый промежуток времени стенками цилиндра.

Из уравнений сохранения массы и энергии, предполагая, что энергия впуска переходит в теплоту и что вновь поступаю-

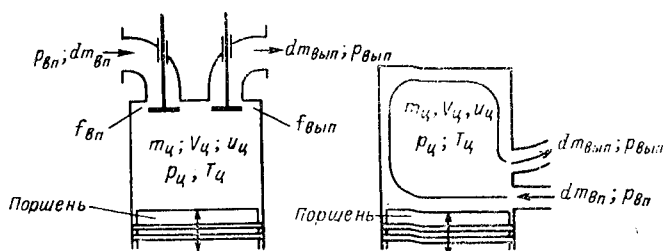


Рис. 3.11. Параметры состояния при газообмене четырехтактного (слева) и двухтактного (справа) двигателей

щий воздух мгновенно перемешивается с зарядом цилиндра, получим:

$$\frac{dp_{ц}}{d\varphi} \text{ или } \frac{dp_{ц}}{dt} = p_{ц} [A - B - C - D] \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2 \cdot \text{оп. к. в.}}; \frac{H}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}; \quad (3.37)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{ц}}{d\varphi} \text{ или } \frac{dT_{ц}}{dt} = T_{ц} \left[\left(1 - \frac{T_{ц}}{k_{вп} T_{вп}} \right) A - \right. \\ \left. - \frac{k_{ц} - 1}{k_{ц}} (B + C) - D \right] \frac{K}{\text{оп. к. в.}}; \frac{K}{\text{с}}. \end{aligned} \quad (3.38)$$

Объем цилиндра определяется по уравнению

$$V_{ц} = V_c + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right] \text{ м}^3, \quad (3.39)$$

а функции впуска и выпуска — по уравнениям:

$$\Phi_{вп} = \frac{\alpha_{вп} f_{вп}}{V_{ц}}; \quad \Phi_{вып} = \frac{\alpha_{вып} f_{вып}}{V_{ц}} \text{ м}^{-1}. \quad (3.40)$$

С учетом этого в уравнениях (3.37) и (3.38) буквы A , B , C и D обозначают следующие выражения: в системе СИ

$$\left. \begin{aligned} A &= k_{вп} p_{вп} \sqrt{2RT_{вп}} \frac{\Phi_{вп}}{p_{ц}} \psi_{вп} \text{ с}^{-1}; \\ B &= k_{ц} \sqrt{2RT_{ц}} \Phi_{вып} \psi_{вып} \text{ с}^{-1}; \\ C &= k_{ц} \Phi_{ц} \text{ с}^{-1}; \\ D &= \frac{1}{G_{в}^n c_v T_{ц}} \frac{dQ}{dt} \text{ с}^{-1}; \\ \Phi_{ц} &= \frac{1}{V_{ц}} \frac{dV_{ц}}{dt} \text{ с}^{-1}; \\ \frac{dV_{ц}}{dt} &= \frac{V_h}{2} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \omega \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

и в метрической системе мер:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{k_{вп} p_{вп} \sqrt{2gRT_{вп}}}{6n} \frac{\Phi_{вп}}{p_{ц}} \psi_{вп}^{\circ} \text{ п. к. в.}^{-1}; \\ B &= \frac{k_{ц} \sqrt{2gRT_{ц}}}{6n} \Phi_{вып} \psi_{вып}^{\circ} \text{ п. к. в.}^{-1}; \\ C &= k_{ц} \Phi_{ц}^{\circ} \text{ п. к. в.}^{-1}; \\ D &= \frac{1}{G_{в}^n c_v T_{ц}} \frac{dQ}{d\varphi}^{\circ} \text{ п. к. в.}^{-1}; \\ \Phi_{ц} &= \frac{1}{V_{ц}} \frac{dV_{ц}}{d\varphi}^{\circ} \text{ п. к. в.}^{-1}; \\ \frac{dV_{ц}}{d\varphi} &= \frac{V_h}{2} \left[\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right] \frac{2\pi}{360} \frac{\text{м}^3}{\text{п. к. в.}}, \end{aligned} \right\} \quad (3.42)$$

где члены уравнений описывают: A — втекание; B — вытекание; C — движение поршня; D — теплопередачу; $\Phi_{ц}$ — изменение объема цилиндра.

Функция $\psi_{вп}$ определяется по давлению на впуске $p_{вп}$ и давлению в цилиндре $p_{ц}$, а функция $\psi_{вып}$ — по давлению $p_{ц}$ и давлению на выпуске $p_{вып}$:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{вп} &= \sqrt{\left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_{ц}}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{ц}}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}; \\ \psi_{вып} &= \sqrt{\left(\frac{k_{ц}}{k_{ц}-1} \right) \left[\left(\frac{p_{з}}{p_{ц}} \right)^{\frac{2}{k_{ц}}} - \left(\frac{p_{з}}{p_{ц}} \right)^{\frac{k_{ц}+1}{k_{ц}}} \right]}. \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

Дифференциальные уравнения (3.37) и (3.38), описывающие изменение давления и температуры, могут быть решены только с помощью шагового метода.

Расчет начинается исходя от давления в цилиндре при открытии выпускного органа (*Вып. о.*). Значения давления в выпускном трубопроводе могут быть подставлены по экспериментальным данным, если имеются соответствующие измерения.

На рис. 3.12 линия *a* показывает наклон линии изменения давления в точке *n* при *n*-м шаге расчета с оцененным значением $(p_{ц})_n$; линия *b* — наклон линии изменения давления при повторении *n*-го шага вычисления с исправленным $(p_{ц})_n$.

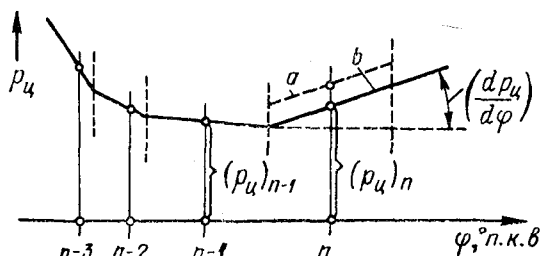


Рис. 3.12. Расчет изменения давления

Параллельно таким же способом рассчитывается изменение температуры в цилиндре.

При практических решениях приведенных выше дифференциальных уравнений часто можно пренебрегать составляющей теплопередачи (*D*) или учитывать ее в сумме (например, от 10 до 40° повышения температуры свежего заряда в течение процесса впуска — в зависимости от размеров цилиндра и температуры наддувочного воздуха).

Если для расчета протекания давления и температуры нет электронно-вычислительной машины, то в этом случае проще и быстрее рассчитать только изменение давления по уравнению (3.37), а температуру $T_{ц}$, которая, кроме пренебрегаемой в данном случае составляющей теплопередачи, входит только в составляющую выпуска (*B*), определять, как описано ниже.

Для периода, пока впускные органы закрыты, можно принимать, что изэнтропное расширение происходит, начиная с температуры при открытии выпускных органов $T_{ц \text{ Вып. о.}}$,

$$T_{ц} = T_{ц \text{ (Вып. о.)}} \left(\frac{p_{ц}}{p_{ц \text{ (Вып. о.)}}} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.44)$$

Температура при открытии впускных органов $T_{ц \text{ Вып. о.}}$ находится из $p_{ц \text{ Вып. о.}}$ и уравнения состояния — с помощью первоначально оцененного количества заряда.

Во время периода впуска температура $T_{цн}$ заряда цилиндра может быть рассчитана при n -м шаге вычисления по правилу смешения с наложением адиабатного изменения состояния:

$$T_{цн} \cdot n = \frac{(m_{ц}T_{ц})_{n-1} + (dm_{вп}T_{вп})_n}{(m_{ц})_{n-1} + (dm_{вп})_n}; \quad (3.45)$$

$$T_{цн} = T_{цн} \cdot n \left[\frac{(p_{ц})_n}{(p_{ц})_{n-1}} \right]^{\frac{k-1}{k}}, \quad (3.46)$$

где n обозначает n -й шаг расчета, а $n-1$ — предыдущий шаг.

В качестве примера такого расчета, выполненного без приме-

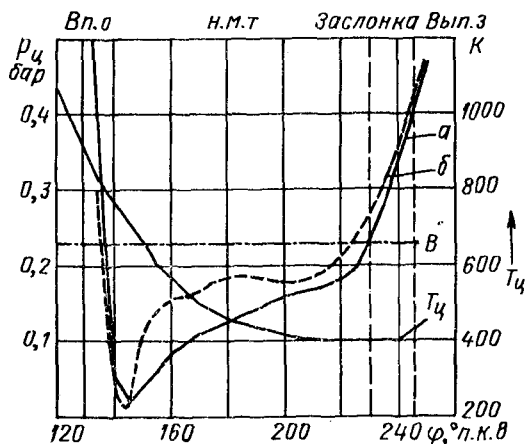
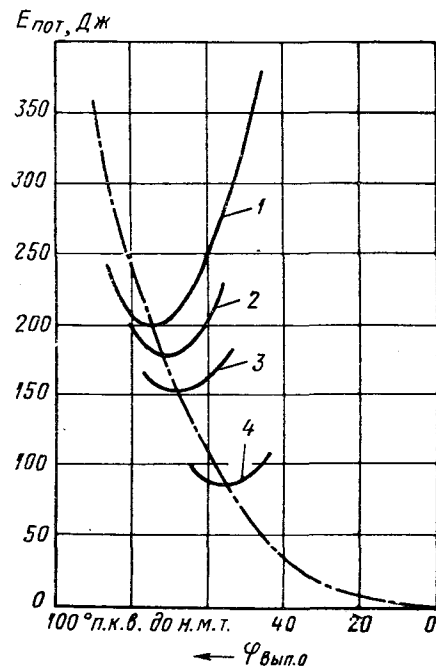
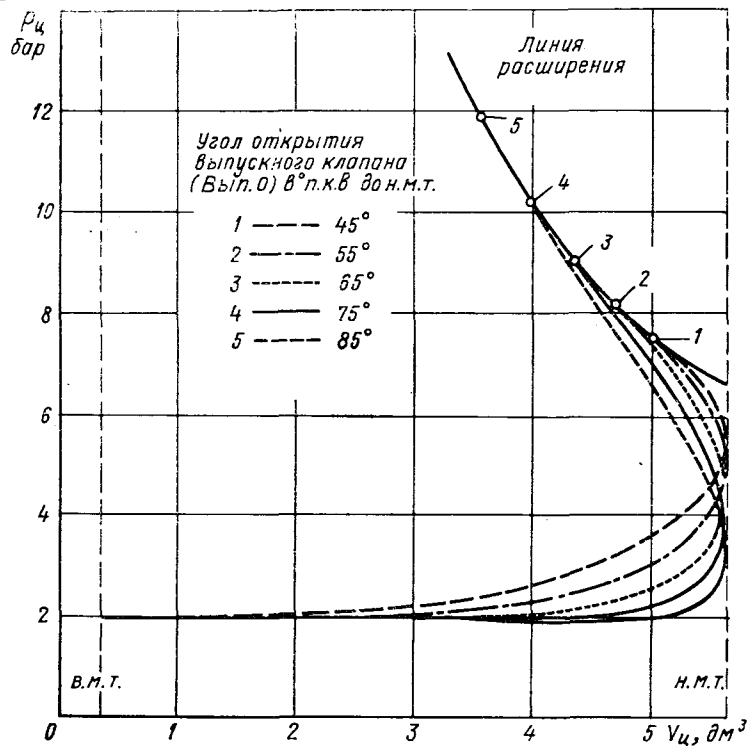


Рис. 3.13. Расчетное (а) и замеренное (б) изменение давления и расчетное изменение температуры ($T_{ц}$) в цилиндре крупного двухтактного двигателя; в — давление продувочного воздуха

нения вычислительных машин, на рис. 3.13 показаны кривые изменения давления и температуры в цилиндре крупного двухтактного двигателя с асимметричной диаграммой газораспределения (петлевая схема продувки с вращающейся заслонкой на выпуске, которая закрывает выпуск прежде, чем поршень перекроет выпускные окна). Кривая a показывает рассчитанное, и кривая b — замеренное протекание давления, $T_{ц}$ — рассчитанное изменение температуры, и кривая $в$ — давление продувки.

Несмотря на то, что вследствие переменного давления в выпускном трубопроводе расчет выполнялся для постоянного давления p_3 , имеются некоторые различия между измеренными (линия b) и рассчитанными (линия a) величинами давления в цилиндре, совпадение у точки закрытия выпускного органа (Вып. з.) хорошее. Количество заряда определено давлением и температурой в этой точке. Путем повторных вычислений для измененных фаз газораспределения находят, при каких условиях



количество заряда в цилиндре достигает максимума. Подобные расчеты целесообразно проводить и тогда, когда нет вычислительных машин, так как экспериментальная оптимизация на крупных двигателях обходится очень дорого.

Для четырехтактных двигателей также производились оптимизационные расчеты с целью определения наиболее благоприятных фаз газораспределения, при этих расчетах важными являются расход воздуха и количество заряда. На рис. 3.14 показано изменение давления в цилиндре дизеля с высоким наддувом при различных углах открытия выпускного клапана (Вып. о.). Чем раньше происходит открытие выпускного клапана, тем меньше работы затрачивается на выталкивание газов, но, с другой стороны, тем больше потери работы расширения. Здесь требуется определить оптимум.

Например, на рис. 3.15 кривая 1 представляет собой сумму обеих площадей потерь (см. рис. 3.14) в зависимости от угла предварения открытия выпускного клапана. Как видно из рисунка, минимум этой площади потерь достигается при $\phi = 75^\circ$ п. к. в. до н. м. т.

Кривая 2 относится (при прочих равных условиях) к увеличенному на $\sim 7,5\%$ диаметру седла выпускного клапана; кривая 3 соответствует улучшению коэффициента расхода на $12,5\%$. Наконец, кривая 4 показывает значения площади потерь при пониженной частоте вращения.

Еще более важным, чем для оптимизации фаз газораспределения, становятся расчеты газообмена для предсказания успеха или эффекта от изменения рабочего процесса (о двигателях с измененным рабочим процессом см., например, гл. 9).

4. КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Подробное описание конструкций компрессоров различных типов и методов их расчета чрезмерно расширило бы объем книги. Поэтому в данной главе рассматриваются только основные характерные свойства компрессоров различных конструкций, представляющие интерес в связи с проблемами их совместной работы с двигателем.

Независимо от того, протекает ли процесс сжатия в компрессоре по политропе с $n < k$ или $n > k$ (в первом случае имеет место отвод теплоты, а во втором — подвод теплоты во время сжатия), работа компрессора и его к. п. д., как было показано в гл. 2, в общем относятся к изоэнтروпийному сжатию.

Компрессоры подразделяют на две большие группы: объемные и лопаточные.

Первая группа, в свою очередь, делится на поршневые и ротационные компрессоры (примерами последних могут служить

роторно-пластинчатые, роторно-лопастные типа Рут, винтовые компрессоры). Среди лопаточных компрессоров различают радиальные, осевые и полуосевые.

Оценка параметров работы компрессора производится по его характеристике, выражающей зависимость напора H (или степени повышения давления p_2/p_1 , так как при постоянной температуре на входе в компрессор H является функцией только p_2/p_1) при постоянных частотах вращения и постоянных значениях к. п. д. от объемного расхода V (м³/с).

Несмотря на то что конструкция естественно оказывает влияние на вид характеристики, для объемных и лопаточных компрессоров можно выделить характерные особенности, определяющие каждую из групп.

4.1. ОБЪЕМНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Наиболее простым представителем объемных компрессоров является поршневой компрессор, который в настоящее время находит применение только на крупных двухтактных двигателях с турбонаддувом в качестве компрессора второй ступени, включенного параллельно или последовательно с турбокомпрессором. В этом случае поршневой компрессор часто механически соединен с крейцкопфом или выполнен как компрессор двойного действия для того, чтобы лучше использовать занимаемый им значительный габаритный объем. Из графика на рис. 4.1 видно влияние вредного пространства и давления на выходе p_2 на объем наполнения V_n (объем всасывания) компрессора. Вследствие расширения заключенного во вредном пространстве количества воздуха в период наполнения цилиндра объем всасывания уменьшается тем сильнее, чем больше вредное пространство и чем выше давление на выходе p_2 , сравните V_{n1} и V_{n2} .

Объемный расход $\dot{V}_1 = G_n/p_1$ пропорционален рабочему объему V_{hk} , частоте вращения n , и коэффициенту наполнения компрессора η_{vk} , причем последний зависит от степени повышения давления и (в определенной мере) от частоты вращения (потери на дросселирование). Нагреванием воздуха на входе из-за его небольшого влияния можно пренебречь.

$$\dot{V}_1 = V_{hk} n \eta_{vk}. \quad (4.1)$$

Отсюда для компрессоров объемного типа линии постоянных частот вращения на характеристике получаются слегка наклоненными к оси ординат (рис. 4.2).

Линия сжатия поршневого компрессора проходит приблизительно изоэнтропно, при охлаждаемых стенках отводится некоторое количество теплоты, т. е. $n \leq k$. Превышение изоэнтропной мощности компрессора обуславливается в первую очередь потерями при дросселировании и механическим трением приводного механизма, которые увеличиваются с ростом частоты

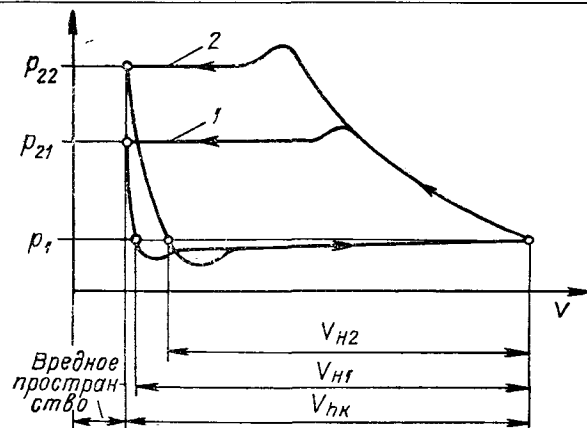


Рис. 4.1. $p - V$ -диаграмма поршневого компрессора

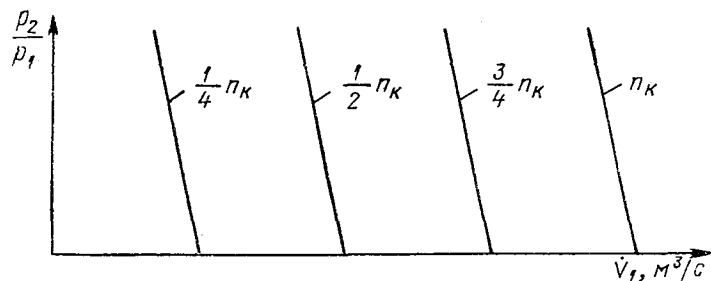


Рис. 4.2. Линии постоянных частот вращения на характеристике компрессора объемного типа

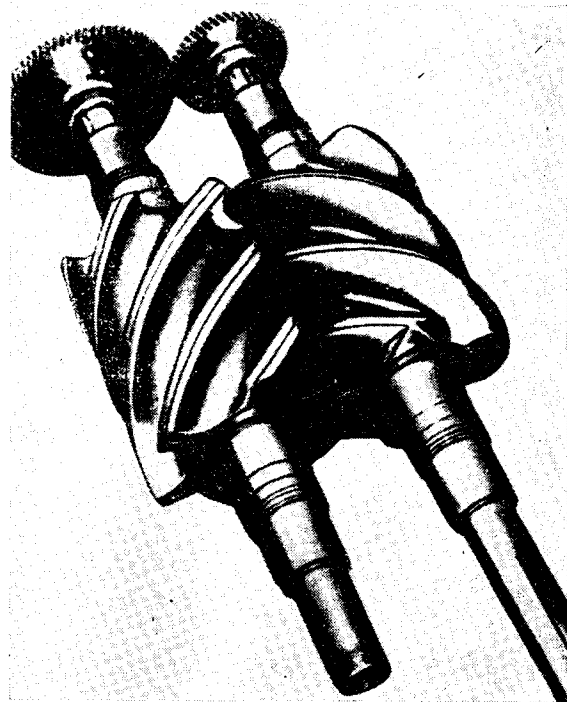


Рис. 4.3. Роторы винтового компрессора Лисхольма

вращения, а также утечками через неплотности в клапанах и поршнях, влияние которых с возрастанием частоты вращения уменьшается.

Вследствие того, что поршневые компрессоры для двигателей меньших размеров оказываются слишком большими по габаритам, для них — в случаях использования нагнетателей объемного типа — применяются только ротационные компрессоры, типичным представителем которых является винтовой компрессор. На рис. 4.3 показаны роторы винтового компрессора, а на рис. 4.4 — его характеристика.

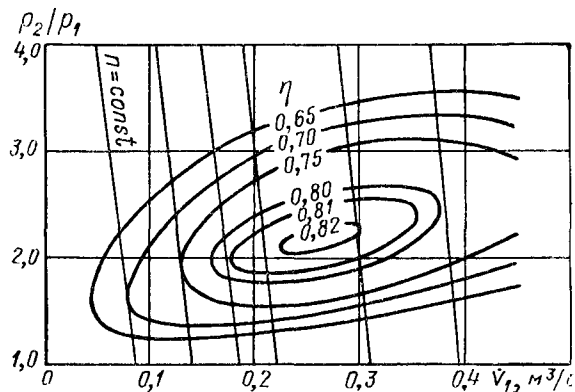


Рис. 4.4. Характеристика винтового компрессора

По сравнению с роторно-лопастными нагнетателями типа Рут винтовые компрессоры имеют значительно лучшие к. п. д. и допускают более высокие степени повышения давления воздуха. Роторы винтового компрессора в процессе работы не соприкасаются друг с другом, а также с корпусом при минимально возможных зазорах. Воздух, заполняющий винтовые впадины ведомого ротора, проталкивается зубьями ведущего ротора со стороны всасывания к стороне нагнетания и таким образом сжимается. Так как роторы и корпус не охлаждаются и при этом имеют место утечки воздуха через зазоры, процесс сжатия протекает с показателем политропы, большим чем k . Почти постоянный наклон линий $n = \text{const}$ к оси ординат независимо от частоты вращения обуславливается тем, что утечки в зазоры являются функцией только времени и разности давлений, но не частоты вращения.

Как видно из рис. 4.4, оптимальное значение к. п. д. — 82% (включая механические потери на трение) — для сравнительно малой производительности ($\sim 0,3 \text{ м}^3/\text{с}$) является весьма высоким. К преимуществам компрессоров этого типа наряду с их компактностью, достигаемой высокой быстроходностью, относится также отсутствие примесей масла в нагнетаемом воздухе.

Характерными особенностями объемных компрессоров являются следующие.

1. Линии $n = \text{const}$ на характеристике расположены с крутым наклоном, благодаря этому с возрастанием степени повышения давления происходит лишь небольшое уменьшение производительности.

2. Степень повышения давления в широких пределах не зависит от частоты вращения, т. е. и при малой производительности может быть достигнута высокая степень повышения давления.

3. Отсутствие области неустойчивой работы компрессора; он может работать во всем диапазоне характеристики, определяемом размерами компрессора.

4. Производительность (объемный расход) приблизительно линейно пропорциональна частоте вращения и практически не зависит от степени повышения давления.

4.2. ЛОПАТОЧНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

К этой группе нагнетателей относится радиальный компрессор, наименование которого происходит от радиального направления выхода нагнетаемой среды из рабочего колеса, причем вход, как правило, имеет осевое направление (рис. 4.5).

В колесе компрессора потоку газа, сообщается кинетическая энергия, которая частично уже в колесе, а частично в диффузоре и в спиральном канале преобразуется в энергию давления. В центробежных компрессорах применяются так называемые полуоткрытые колеса (рис. 4.6 и 4.7), у которых проточный канал образован рабочими лопатками и тыльной стенкой диска колеса с одной стороны и стенкой корпуса с другой.

Параметры потока (треугольники скоростей) на входе в рабочее колесо и на выходе из него схематически представлены на рис. 4.8. На этом рисунке сверху слева показаны лопатки, наклоненные назад, а справа — лопатки с радиальным выходом. Воздух подходит к рабочему колесу компрессора со скоростью c_1 . Если во входном устройстве отсутствует направляющий аппарат и соответственно предварительная закрутка, то $c_1 = c_0$, а окружная составляющая этой скорости $c_{1u} = 0$. Сложение окружной скорости u_1 и скорости c_1 дает относительную входную скорость w_1 . Пройдя лопатки, воздух выходит из рабочего колеса с относительной скоростью w_2 , векторное сложение которой с окружной скоростью u_2 позволит определить фактическую скорость на выходе c_2 .

Изменение момента количества движения можно выразить как $\left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot \text{м} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} = \text{Н} \cdot \text{м} \right)$

$$M = G_n \left(\frac{D_2}{2} c_{2u} \pm \frac{D_1}{2} c_{1u} \right), \quad (4.2)$$

где D_1 — средний диаметр входа [4.1].

Так как мощность $N = M\omega$, а $\omega = u/r$, то теоретический напор $H_{t\infty}$ (обтекающий поток, трение отсутствует) равен $\left(\frac{H \cdot M}{\text{кг}}\right)$

$$H_{t\infty} = \frac{N}{G_{\text{в}}} = \frac{M\omega}{G_{\text{в}}} = (u_2 c_{2u} \pm u_1 c_{1u}). \quad (4.3)$$

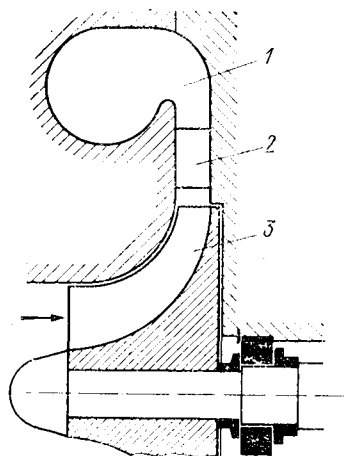


Рис. 4.5. Продольный разрез радиального компрессора (схематично):

1 — рабочее колесо с открытым лопаточным каналом; 2 — диффузор с направляющими лопатками; 3 — улитка

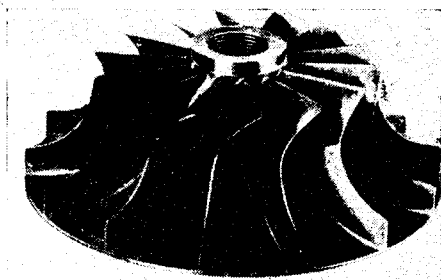


Рис. 4.6. Цельное колесо компрессора

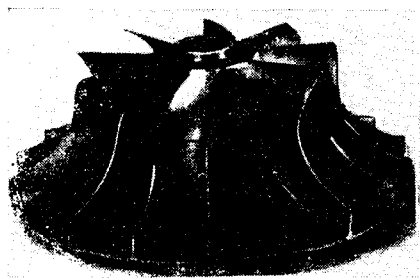


Рис. 4.7. Составное колесо компрессора с уменьшенным вдвое числом лопаток на входной части

Для перевода в техническую систему мер необходимо Ньютон (Н) заменить на $\frac{1}{g}$ кг, т. е. разделить правую часть уравнения (4.3) на ускорение свободного падения g . В уравнении (4.3), известном как уравнение Эйлера для лопаточных машин, знак минус относится к случаю положительной закрутки ($\alpha_1 < 90^\circ$), а знак плюс — к случаю отрицательной закрутки ($\alpha_1 > 90^\circ$). Заменяя c_{2u} и c_{1u} из треугольников скоростей, можно записать уравнение Эйлера в следующем виде:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 - \omega_2^2 + \omega_1^2). \quad (4.3a)$$

При отсутствии предварительной закрутки на входе $c_{1u} = 0$. Отсюда $H_{t\infty} = u_2 c_{2u}$, и для радиальных лопаток ($\beta_2 = 90^\circ$;

$c_{2u} = u_2$) и линий обтекания, соответствующих профилю лопаток, получаем:

$$H_{T\infty} = u_2^2 \text{ Н}\cdot\text{м/кг} \text{ или } H_{T\infty} = \frac{u_2^3}{g} \frac{\text{кгс}\cdot\text{м}}{\text{кг}}. \quad (4.4)$$

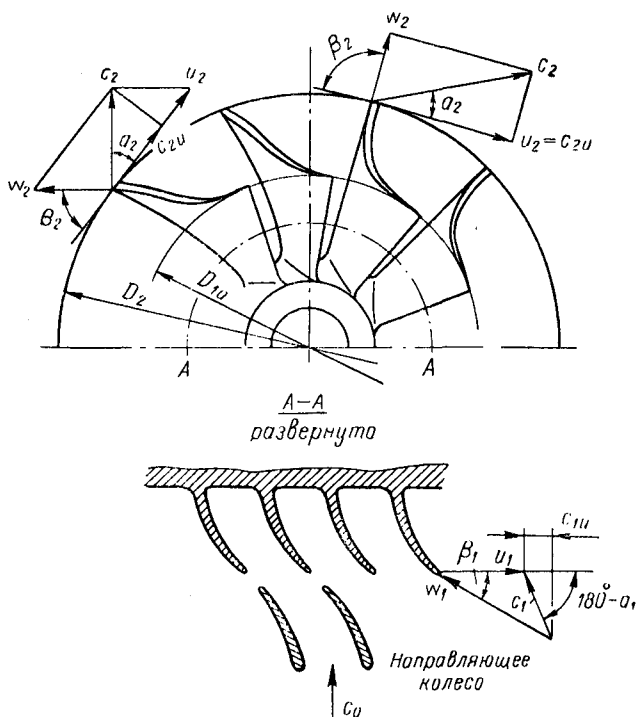


Рис. 4.8. Треугольники скоростей радиального колеса

Безразмерный коэффициент напора $\psi = \frac{H}{u_2^3/2}$, откуда для теоретического коэффициента напора $\psi_{T\infty}$ имеем

$$\psi_{T\infty} = \frac{H_{T\infty}}{u_2^3/2} = 2,$$

а действительный напор с учетом названных выше предпосылок

$$H = \psi \frac{u_2^3}{2}. \quad (4.5)$$

У колес с диффузорами достигаются значения ψ до 1,5.

Как следует из уравнения (4.5), напор пропорционален квадрату окружной скорости (это приблизительно справедливо и для достижимой степени повышения давления). При коэффициенте напора $\psi = 1,5$ и окружной скорости $u_2 = 300 \text{ м/с}$ напор составит $H = \frac{1,5}{2} \cdot 9 \cdot 10^4 = 67\,500 \text{ Н}\cdot\text{м/кг}$ или $H =$

Т а б л и ц а 4.1. Зависимость степени повышения давления воздуха в радиальном компрессоре от окружной скорости

$u_2, \text{ м/с}$	200	300	380	450
p_2/p_1	1,45	2	3	4

$= 6,75 \cdot 10^4 / 9,81 = 6881 \text{ м} \cdot \text{кгс/кг}$. При температуре на входе в компрессор $T_1 = 300 \text{ К}$ это соответствует степени повышения давления $p_2/p_1 = 2,05$. В табл. 4.1 представлена примерная зависимость степени повышения давления от окружной скорости.

На характеристике компрессора, показанной на рис. 4.9,

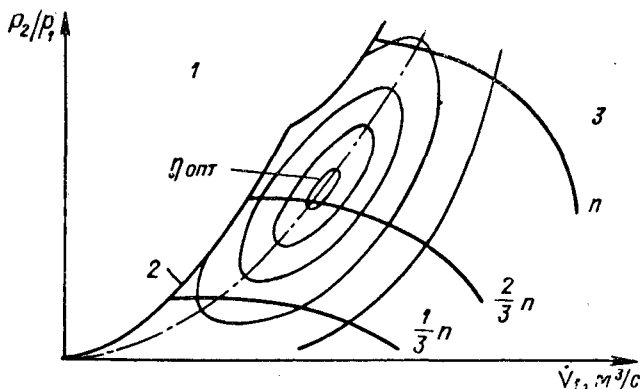


Рис. 4.9. Характеристика радиального компрессора:

1 — область неустойчивой работы; 2 — граница помпажа; 3 — область устойчивой работы

область устойчивой работы отделена от области неустойчивой работы границей помпажа. Степень повышения давления с увеличением объемного расхода воздуха при постоянной частоте вращения изменяется сначала незначительно (иногда даже несколько увеличиваясь), а затем начинает все быстрее падать. На линии дросселирования получаемой при изменении частоты вращения для неизменного дроссельного сечения за компрессором (приблизительно квадратичная парабола в соответствии с характером зависимости между разностью давления и объемным расходом при протекании через сопло), напор приблизительно пропорционален квадрату частоты вращения, а объемный расход \dot{V} имеет зависимость от частоты вращения, близкую к линейной. Линии постоянных к. п. д. располагаются на некотором (часто небольшом) расстоянии от границы помпажа вокруг линии рабочих точек.

Характеристика лопаточного компрессора существенно отличается от характеристики нагнетателя объемного типа (см. рис. 4.4) и имеет следующие особенности.

1. Кривая постоянной частоты вращения имеет переменный наклон; у радиального компрессора вблизи линии помпажа она сначала пологая (почти горизонтальная, иногда даже слегка поднимающаяся), затем загибается вниз. У осевых компрессоров эта кривая, как правило, протекает круто также и у линии помпажа.

2. Достижимая степень повышения давления зависит от частоты вращения.

3. Имеется область неустойчивой работы компрессора (слева от линии помпажа); при малой производительности не может быть достигнута высокая степень повышения давления.

4. На линии оптимальных к. п. д., которая примерно соответствует линии дросселирования, производительность компрессора (объемный расход) линейно пропорциональна частоте вращения, а напор приблизительно пропорционален квадрату частоты вращения.

Так как гидравлические потери (трение о стенки каналов, вихревые потери) в лопаточном компрессоре в виде теплоты непосредственно переходят к нагнетаемой среде, то процесс сжатия здесь протекает по политропе с показателем $n > k$. Если пренебречь теплоизлучением — что вполне допустимо при большой производительности и малой площади теплоизлучающих поверхностей, — то можно выразить внутренний к. п. д. $\eta_{i \text{ ад}}$, отнесенный к изэнтропе (т. е. без учета механических потерь на трение, утечек через неплотности и пр.), следующим образом:

$$\eta_{i \text{ ад}} = \frac{T_{2\text{ад}} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_2 - T_1}. \quad (4.6)$$

По этому уравнению можно вычислить указанный к. п. д., зная температуры и давления на входе и на выходе компрессора. Значения к. п. д. $\eta_{i \text{ ад}} = 80 \dots 82\%$ для $\dot{V} = 0,5 \dots 1 \text{ м}^3/\text{с}$ и $\eta_{i \text{ ад}} = 84 \dots 85\%$ для $\dot{V} \geq 3 \text{ м}^3/\text{с}$ считаются достаточно высокими.

На характеристику компрессора при неизменных корпусе и диаметре рабочего колеса можно повлиять:

- изменением угла установки направляющих лопаток α ;
- изменением расстояния между направляющими лопатками и рабочим колесом;
- безлопаточным исполнением диффузора;
- изменением ширины входа в диффузор;
- изменением ширины выхода из колеса;
- изменением диаметра на входе в компрессор (рис. 4.10).

На рис. 4.11 показаны характеристики одного и того же компрессора при различных углах установки направляющих лопаток [4.2].

В табл. 4.2 сопоставлены основные свойства компрессоров важнейших типов.

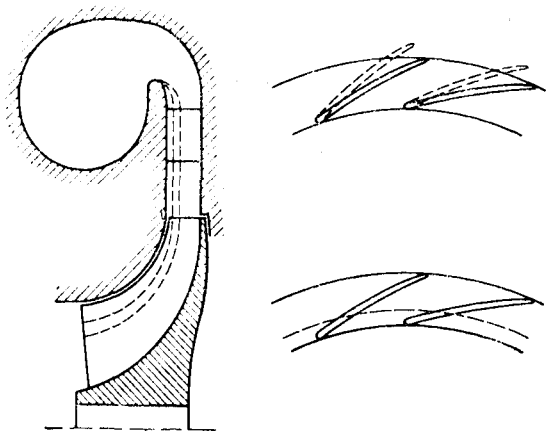


Рис. 4.10. Изменения в рабочем и направляющем колесе для воздействия на производительность компрессора при постоянном диаметре рабочего колеса D_2

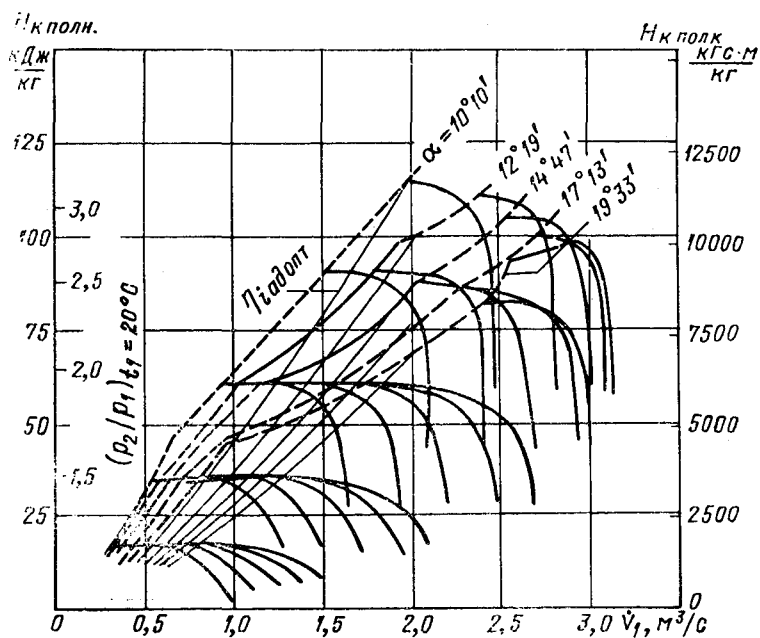


Рис. 4.11. Влияние угла установки направляющих лопаток α на границу помпажа и характеристики

Т а б л и ц а 4.2. Сопоставление основных свойств компрессоров различных типов

Тип компрессора	Степень повышения давления в одной ступени	Производительность в сравнении с размерами	Частота вращения или соответственно окружная скорость, м/с	Характеристики	Граница помпажа	Показатель политропы	К. п. д.
Поршневой	Высокая до 1 : 10	Небольшая	Низкая $c_m \leq 10$	Очень крутые	Нет	$n \leq 1,4$	Высокий только у больших компрессоров
Ротационный	Средняя от 1 : 3 до 1 : 4	Умеренная	Умеренная $u = 20 \dots 30$	Крутые	»	$n \geq 1,4$	Средний
Типа Рут	Низкая от 1 : 1,5 до 1 : 1,8	Средняя	Средняя $u = 50 \dots 100$	Умеренной крутизны	»	$n > 1,4$	Умеренный
Винтовой	Средняя до высокой от 1 : 3 до 1 : 5	»	Средняя $u = 100 \dots 150$	Крутые	»	$n > 1,4$	Высокий
Радиальный	Средняя до высокой от 1 : 3,5 до 1 : 12	Большая	Очень высокая $u = 250 \dots 450$ (700)	Изменяющаяся от пологих до крутых	Имеется	$n > 1,4$	»
Осевой	Низкая от 1 : 1,2 до 1 : 1,6	Очень большая	Высокая $u = 200 \dots 400$	Умеренно крутые до границы помпажа	»	$n > 1,4$	При большой подаче очень высокий

5. РАСХОДНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДВИГАТЕЛЯ

Для анализа совместной работы компрессора с двигателем необходимо располагать их характеристиками, т. е. зависимостями расхода воздуха от частоты вращения и давления наддува; кроме того, важно знать влияние температуры наддувочного воздуха и противодавления на выпуске двигателя на массовый расход воздуха.

Характеристику двигателя целесообразно представить в тех же координатах, что и компрессора, т. е. в качестве абсциссы выбрать объемный расход \dot{V}_1 , отнесенный к состоянию 1 на входе в компрессор (не на впуске двигателя), а в качестве ординаты — степень повышения давления p_2/p_1 .

5.1. ДВУХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Рассмотрим сначала двухтактный двигатель, характеристика которого является сравнительно простой. Как было показано в гл. 3, двухтактный двигатель для расчета массового расхода протекающей среды может быть заменен эквивалентным отверстием, так как для массового расхода — если не принимать во внимание влияние пульсации на суммарное давление — безразлично, открываются ли продувочные окна в единицу времени редко и медленно или часто и быстро.

Согласно приведенному ранее уравнению массовый расход через двигатель запишется как (кг/с)

$$G_B = \alpha_{\text{эКВ}} F_{\text{эКВ}} \psi_{\text{вп,з}} \sqrt{2RT_{\text{вп}}}, \quad (5.1)$$

а объемный расход ($\text{м}^3/\text{с}$):

$$\dot{V}_1 = \frac{G_B}{\rho_1} = \alpha_{\text{эКВ}} F_{\text{эКВ}} \psi_{\text{вп,з}} \frac{\rho_{\text{вп}}}{\rho_1} \sqrt{2RT_{\text{вп}}}; \quad (5.2)$$

$$\dot{V}_1 = \alpha_{\text{эКВ}} F_{\text{эКВ}} \psi_{\text{вп,з}} \frac{p_{\text{вп}}}{p_1} \frac{T_1}{\sqrt{T_{\text{вп}}}} \sqrt{2R}. \quad (5.3)$$

Если температура $T_{\text{вп}}$ однозначно зависит от давления $p_{\text{вп}}$ (через к. п. д. компрессора или благодаря применению охладителя наддувочного воздуха), то при постоянном противодавлении на выпуске двигателя имеется только одна линия расхода (рис. 5.1).

Если у двигателя, не имеющего охлаждения наддувочного воздуха, температура $T_{\text{вп}}$, соответствующая определенному давлению наддува, понижается (например, вследствие повышения к. п. д. компрессора, т. е. уменьшения показателя политропы n),

то, поскольку $T_{\text{вп}} = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{n-1}{n}}$, объемный \dot{V} и массовый G_B расход воздуха через двигатель увеличатся.

Как видно из последующего примера, влияние к. п. д. компрессора на объемный расход воздуха невелико. Согласно уравнению (5.3), $\dot{V}_1 \sim 1/\sqrt{T_{\text{вп}}}$.

Пример. Примем $p_2/p_1 = 2$; $T_1 = 293$ К. Тогда:

1. $n_1 = 1,6$; $\eta_{i \text{ ад}} = 0,76$; $T_{\text{вп}1} = 380$ К; $\dot{V}_{11} = 1,0$.

2. $n_2 = 1,5$; $\eta_{i \text{ ад}} = 0,85$; $T_{\text{вп}2} = 369$ К; $\dot{V}_{12} = 1,014$.

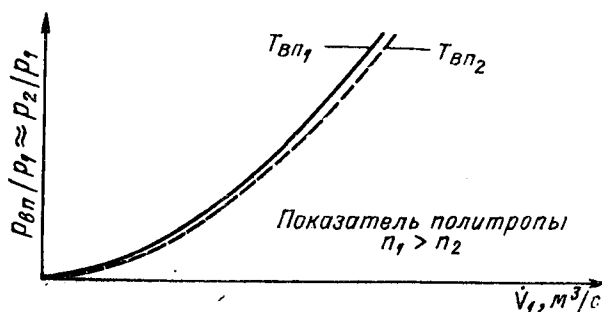


Рис. 5.1. Объемный расход воздуха через двухтактный двигатель как функция степени повышения давления в компрессоре

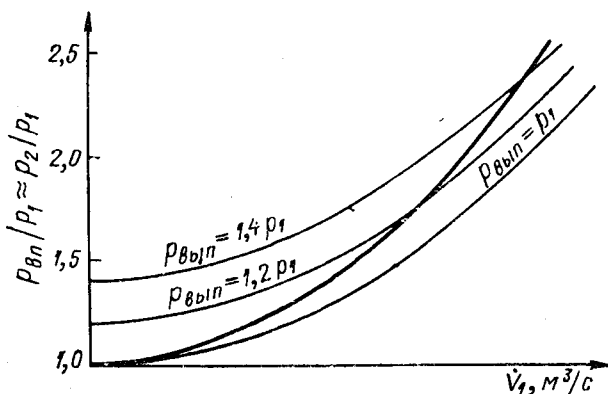


Рис. 5.2. Объемный расход воздуха через двухтактный двигатель с подключенной газовыпускной турбиной при различных противодавлениях на выпуске

Если давление за выпускными окнами $p_{\text{вып}}$ зависит от нагрузки, как, например, у двигателя с турбонаддувом, то эффективный перепад давления в продувочном трубопроводе изменяется. На расходную характеристику наносятся в зависимости от противодействия различные линии расхода, как это схематически показано на рис. 5.2. В этом случае линия объемного расхода воздуха в соответствии с повышением противодействия на выпуске двигателя имеет вид сильно растянутой параболы (рис. 5.2). Приближенный расчет этой параболы приводится в п. 6.2.

Утверждение, что массовый расход воздуха у двухтактных двигателей зависит только от параметров воздуха на впуске (параметры наддувочного воздуха) и от противодавления на выпуске, но не зависит от частоты вращения двигателя, не может быть распространено на количество воздуха в цилиндре, т. е. на воздухораспределение. При одинаковом массовом расходе воздуха и уменьшении частоты вращения коэффициент продувки возрастает, так как такое же количество воздуха относится к меньшему числу рабочих циклов. Но больший коэффициент продувки означает прежде всего увеличение количества воздуха, идущего на продувку. Количество воздуха в цилиндре зависит в первую очередь от параметров наддувочного воздуха, а влияние коэффициента продувки сказывается только в изменении эффекта продувки.

5.2. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Объемный расход воздуха для четырехтактного двигателя складывается из количества воздуха, требуемого для сгорания топлива, и количества, идущего на продувку,

$$\dot{V}_1 \approx V_h \frac{n}{2} \frac{\rho_{вп}}{\rho_1} \frac{T_{вп}}{313 + \frac{5}{6} t_{вп}} + \alpha_{эвб} F_{эвб} \psi_{вп,з} \frac{\rho_{вп}}{\rho_1} \sqrt{2RT_{вп}}. \quad (5.4)$$

Первый член в правой части уравнения пропорционален частоте вращения (рис. 5.3), а второй зависит от степени повышения дав-

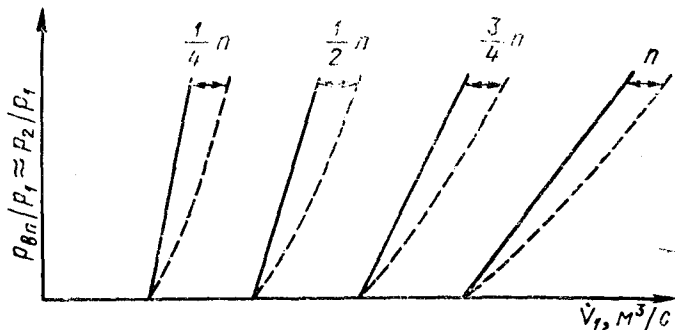


Рис. 5.3. Линии постоянных частот вращения на расходной характеристике четырехтактного двигателя:

— — — без перекрытия клапанов; — — — с перекрытием клапанов

ления воздуха в компрессоре и от перекрытия клапанов, но не содержит в себе частоты вращения. В случае малого перекрытия клапанов второй член уравнения будет также иметь очень малое значение.

На рис. 5.3 сплошные линии относятся к двигателям без перекрытия клапанов, а штриховые — к двигателям с перекрытием клапанов и положительным перепадом давления на продувку.

Рассмотрим, при каком масштабе подобия характеристики двигателей различных типов и базовых размеров цилиндров могут быть изображены совместно. Для двухтактных двигателей это, очевидно, объемный расход воздуха, отнесенный к эффективному эквивалентному отверстию, так как он зависит только от давлений и температур. У четырехтактных двигателей, у которых органы газораспределения находятся в крышке цилиндра, при

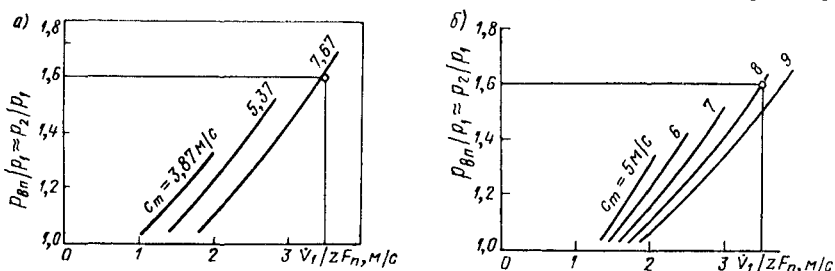


Рис. 5.4. Объемный расход воздуха двух двигателей различных базовых размеров, отнесенный к площади поршня: а — с диаметром цилиндра 400 мм и ходом поршня 460 мм; б — соответственно 220 мм и 300 мм

геометрическом подобии проходное сечение клапана пропорционально площади поршня, а скорость воздуха в клапанах — скорости поршня.

Так как для четырехтактных двигателей справедливо уравнение

$$\dot{V}_1 = \varphi_a V_h \frac{n}{2},$$

то, обозначив через F_n — площадь поршня, z — число цилиндров, c_m — среднюю скорость поршня ($c_m = 2Sn$), получим (м/с):

$$\dot{V}_1 = \varphi_a z F_n \frac{Sn}{2}; \quad \frac{\dot{V}_1}{z F_n} = \varphi_a \frac{c_m}{4}. \quad (5.5)$$

При равной средней скорости поршня и подобных проходных сечениях клапанов через клапаны проходит одинаковое количество воздуха независимо от величины отношения S/D . Поэтому требование геометрического подобия при данном рассмотрении распространяется не на отношение хода поршня к диаметру цилиндра, а на проходные сечения и подъем клапанов. В качестве примера на рис. 5.4, а, б показан объемный расход воздуха, отнесенный к площади поршня, для двух двигателей с различными базовыми размерами цилиндров и частотами вращения. Приведенные графики доказывают правомочность такого подхода к рассмотрению вопросов подобия при газообмене, несмотря на то, что в этом случае крышки цилиндров отнюдь не являются геометрически подобными. Преимуществом такого подхода является то, что для новых двигателей достаточно рассчитать одну или две точки

расходной характеристики, после чего их протекание для режимов постоянных частот вращения можно определить по указанным ранее условиям подобия.

6. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА КОМПРЕССОРА И ДВИГАТЕЛЯ

6.1. МЕХАНИЧЕСКИЙ НАДДУВ

При механическом наддуве компрессор приводится от двигателя, отношение частоты вращения двигателя к частоте вращения компрессора (если не применяется изменяемое передаточное от-

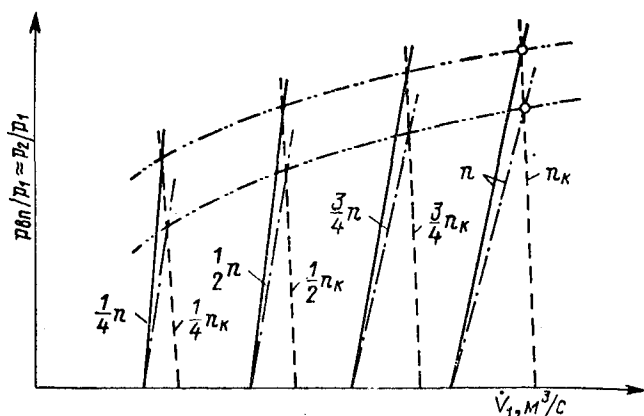


Рис. 6.1. Характеристика четырехтактного двигателя с механическим приводимым компрессором объемного типа (схематично):
 ———— — линии постоянных частот вращения двигателя без перекрытия клапанов; — — — — — линии постоянных частот вращения двигателя с перекрытием клапанов; — — — — — линии постоянных частот вращения компрессора; — . . . — — линии рабочих режимов

ношение, что встречается в исключительных случаях) остается постоянным. Рабочие точки на характеристике определяются точками пересечения линий, соответствующих постоянным частотам вращения двигателя и компрессора, расположение которых по отношению друг к другу обусловлено передаточным отношением. Как правило, передаточное отношение i между частотой вращения данного двигателя и компрессора, используемого для наддува, определяют так, чтобы в точке полной нагрузки достигалась степень повышения давления, необходимая для заданного среднего эффективного давления. Все остальные рабочие точки получаются при переменной частоте вращения из характеристик, приведенных на рис. 6.1 и 6.2.

На рис. 6.1 изображена характеристика четырехтактного двигателя с механическим наддувом, осуществляемым с помощью объемного компрессора. Точка пересечения линии полной частоты вращения двигателя n с линией полной частоты вращения компрессора $n_k = i n$ дает обозначенную кружком рабочую точку полной нагрузки. При уменьшении частоты вращения двигателя понижается и давление наддува по линии рабочих режимов. Протекание этой последней сильно зависит от фактической характеристики компрессора. Уменьшение давления наддува с по-

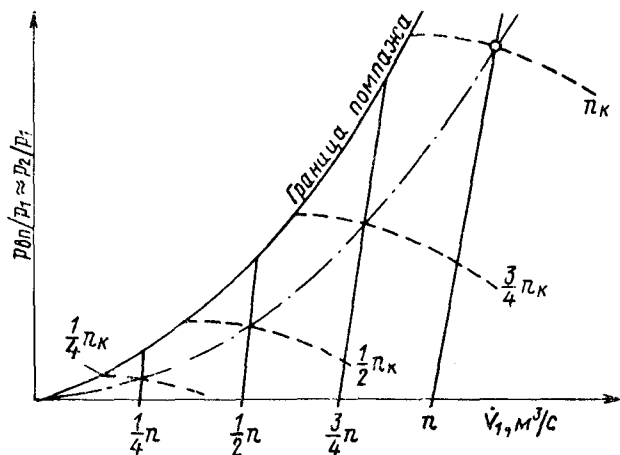


Рис. 6.2. Характеристика четырехтактного двигателя с механически приводимым радиальным компрессором (схематично):

— — — — — линии постоянных частот вращения двигателя; — — — — — линии постоянных частот вращения компрессора; — — — — — линия рабочих режимов

нижением частоты вращения двигателя было бы минимальным в том случае, если бы коэффициент подачи компрессора с уменьшением частоты вращения возрастал сильнее, чем коэффициент наполнения двигателя.

Из рис. 6.1 видно, что при увеличении передаточного отношения и уменьшении перекрытия клапанов при прочих неизменных условиях линия рабочих точек сдвигается вверх.

Совместная работа механически приводимого центробежного компрессора с двигателем представлена на рис. 6.2. Из рисунка следует, что давление наддува с понижением частоты вращения падает значительно сильнее, чем в случае применения нагнетателя объемного типа, что объясняется характером зависимости степени повышения давления от частоты вращения.

С точки зрения взаимосвязи в разных областях применения между крутящим моментом M_e двигателя и его частотой вращения n различают:

- 1) работу при постоянной частоте вращения: $n = \text{const}$, $M_e = \text{var}$, например, привод электрических генераторов;
- 2) работу по винтовой характеристике: $M_e \sim n^2$, например, привод винтов фиксированного шага на судах и самолетах;
- 3) работу по автомобильной характеристике: $n = \text{var}$, $M_e = \text{var}$, например, привод автомобилей и тепловозов.

Крутящий момент пропорционален среднему эффективному давлению и может быть выражен через него.

Так как в первом случае имеется только одна рабочая точка, которая не зависит от нагрузки, то, с точки зрения характеристики, механические компрессоры объемного и центробежного типов для этого режима эксплуатации одинаково хороши. Выбор определяется затратами на изготовление и величинами давления и к. п. д.

Во втором случае давление наддува с уменьшением частоты вращения двигателя падает сильнее при механически приводимом центробежном компрессоре, чем при использовании объемного нагнетателя. Это не является недостатком, поскольку давление наддува, если оно было достаточно высоким для режима полной нагрузки, будет достаточным и для частичных нагрузок, так как среднее эффективное давление значительно уменьшается при понижении частоты вращения. Значительное уменьшение давления наддува в этом случае даже желательно, поскольку обеспечение высокого давления наддува связано с повышенными затратами мощности двигателя и, следовательно, с дополнительным расходом топлива; поэтому на тех режимах, где повышенное давление наддува не требуется, его лучше не создавать.

В связи с этим центробежные компрессоры являются более подходящими для механического наддува двигателей, работающих по винтовой характеристике.

В третьем случае требуется высокий крутящий момент при низкой частоте вращения двигателя, по возможности даже крутящий момент, увеличивающийся с понижением частоты вращения (запас крутящего момента), для того, чтобы, по крайней мере, частично воспринимать возрастающие сопротивления движению при малой скорости, не прибегая к переключению передач. Для этого не пригоден компрессор центробежного типа, более подходящим является объемный компрессор, хотя и у него давление наддува, остающееся постоянным с понижением частоты вращения, может сохраняться только в ограниченном диапазоне частот вращения.

Так как у двухтактных двигателей в отличие от четырехтактных имеется только одна независимая от частоты вращения двигателя линия расхода (линия дросселирования, поскольку сопротивление двигателя может рассматриваться как сопротивление отверстия постоянного сечения), их рабочие характеристики при различных типах компрессоров не имеют принципиальных отличий друг от друга.

У объемного компрессора линии $n = \text{const}$ крутые, и объемный расход воздуха приблизительно пропорционален частоте вращения. Эти линии пересекают параболу объемного расхода воздуха через двигатель при давлении, примерно квадратично возрастающем с увеличением частоты вращения (рис. 6.3). У компрессора центробежного типа давление увеличивается квадратично с ростом частоты вращения.

При переменном противодавлении на выпуске двигателя объемный и центробежный компрессоры ведут себя по-разному и в случае двухтактного двигателя, что обусловлено различным располо-

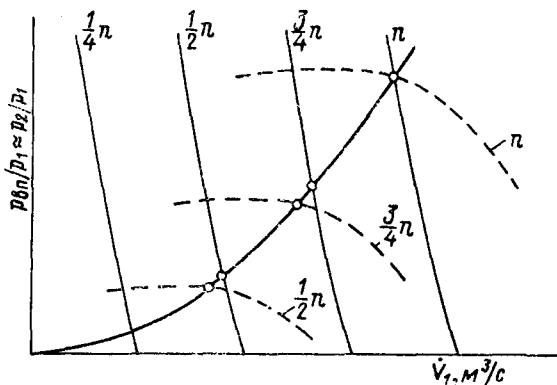


Рис. 6.3. Характеристика двухтактного двигателя с механически приводимым компрессором (схематично):

—— — объемный компрессор; — — — радиальный компрессор

жением линий постоянных частот вращения компрессора. Это следует учитывать, например, на двигателях с турбокомпрессором и параллельно включенными поршневыми насосами с механическим приводом. На основе вышесказанного может быть рассмотрено поведение двигателя с механическим наддувом и в других условиях, например в случае переменного передаточного отношения между двигателем и компрессором.

6.2. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ

6.2.1. Отличия в работе двигателя с турбонаддувом по сравнению с двигателем, имеющим механический наддув

Турбокомпрессор не имеет кинематической связи с двигателем, поэтому его частота вращения и вместе с ней давление наддува не зависят непосредственно от частоты вращения двигателя; рабочая точка турбокомпрессора устанавливается при балансе мощностей компрессора и турбины, расположенных на одном

валу. Частота вращения ТК возрастает с увеличением массового расхода воздуха через двигатель и температуры выпускных газов перед турбиной, т. е. с повышением мощности двигателя. На расходной характеристике линии постоянных частот вращения двигателя с турбонаддувом несколько сдвинуты (вследствие переменного противодавления на выпуске) по сравнению с аналогичными линиями при механическом наддуве.

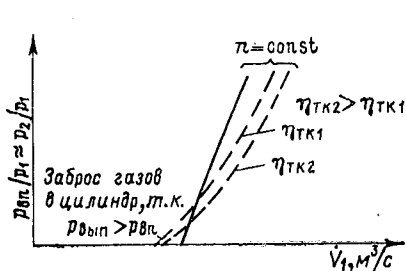


Рис. 6.4. Зависимость объемного расхода воздуха от степени повышения давления в компрессоре для четырехтактного двигателя с турбонаддувом (схематично, без охладителя наддувочного воздуха):

— при отсутствии перекрытия клапанов; — — — при наличии перекрытия клапанов для двух различных к. п. д. турбокомпрессора

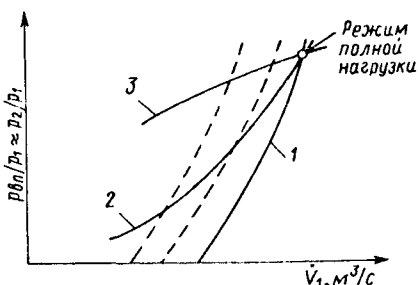


Рис. 6.5. Линии рабочих точек четырехтактного двигателя с турбонаддувом (схематично):

1 — при полной частоте вращения двигателя; 2 — при работе по винтовой характеристике; 3 — при максимальном крутящем моменте

Расположение кривых на расходной характеристике четырехтактного двигателя с турбонаддувом лишь незначительно отличается от расположения их при механическом наддуве, более высокое давление $p_{\text{вып}}$ несколько затрудняет продувку, однако за счет большего перекрытия клапанов при высоких нагрузках, как правило, обеспечивается достаточное количество продувочного воздуха. При малых нагрузках при определенных условиях может иметь место заброс газов в цилиндр (рис. 6.4).

Рассмотрим три эксплуатационных режима работы четырехтактного двигателя с турбонаддувом (рис. 6.5):

- 1) работа при постоянной частоте вращения двигателя;
- 2) работа по винтовой характеристике;
- 3) работа при постоянном крутящем моменте двигателя (как частный случай при работе по автомобильной характеристике).

В первом случае рабочие точки располагаются на кривой, соответствующей определенной частоте вращения двигателя. С падением крутящего момента количество энергии, подводимой к турбине, уменьшается, баланс мощностей компрессора и турбины колеблется при более низком уровне давления, на холостом ходу давление наддува составляет лишь небольшую часть от давления при полной нагрузке.

При работе по винтовой характеристике наряду с энергией отработавших газов, уменьшающейся при понижении крутящего момента, подача воздуха с падением частоты вращения также уменьшается, что приводит к сильному снижению давления наддува.

На режиме работы $M_c = \text{const}$ вследствие уменьшения воздухоподачи при снижении частоты вращения баланс мощностей турбокомпрессора устанавливается при более низком уровне давления наддува, правда, в этом случае падение уровня давления не столь резкое, как при работе по винтовой характеристике.

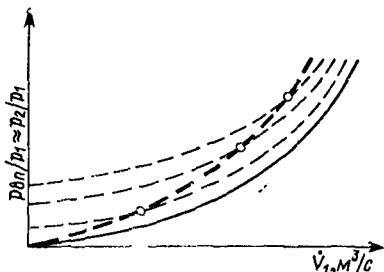


Рис. 6.6. Линии рабочих точек двухтактного двигателя с турбонаддувом (схематично):

— при механическом наддуве;
 --- при повышающемся противодавлении на выпуске $p_{\text{вып}}$; — при турбонаддуве

У двухтактного двигателя с турбонаддувом в связи с повышением противодавления на выпуске, имеющем место при увеличении воздухоподачи, парабола зависимости p_2/p_1 от \dot{V}_1 протекает круче, чем при наличии только продувки или механического наддува (рис. 6.6). Для упрощенного определения этой параболы используют так называемое

заменяющее сечение $F_{\text{зам}}$, образованное из эквивалентного отверстия $F_{\text{экв}}$ и эквивалентного сечения турбины $F_{\text{т экв}}$,

$$F_{\text{зам}} = \sqrt{\frac{F_{\text{экв}}^2 F_{\text{т экв}}^2}{F_{\text{экв}}^2 + F_{\text{т экв}}^2}},$$

которое подставляют вместо $F_{\text{экв}}$ в уравнение (5.2).

6.2.2. Определение рабочей точки турбокомпрессора

Расчетные методы, изложенные в пп. 6.2.2—6.2.5, разработаны еще в то время, когда для решения подобных проблем не было электронно-вычислительной техники. Именно потому, что такие расчеты могли выполняться с помощью ручного вычисления, они являются наиболее пригодными для разъяснения тех взаимосвязей, о которых здесь в первую очередь пойдет речь.

По способу подвода газов к турбине различают следующие случаи.

1. Турбина постоянного давления (подвод газов к турбине при постоянном давлении). Выпускные газы из отдельных цилиндров направляются в общий выпускной коллектор, в котором выравниваются импульсы давлений. Выпускные газы имеют перед входом в турбину приблизительно постоянное давление. Степень реактивности турбины может выбираться свободно.

2. Чистая газовая турбина. В этом случае давление, имевшееся в цилиндре, в выпускном канале полностью должно было перейти в энергию скорости и в виде кинетической энергии транспортироваться к турбине. В этом случае на выпуске из цилиндра не было бы обратного подпора газов, кинетическая энергия должна была бы отдаваться активному колесу турбины. Из-за сильно изменяющейся степени повышения давления (частично ультразвук), изменяющегося проходного сечения клапана и больших гидравлических потерь в трубопроводе применение такого способа связано с очень значительными потерями, поэтому в чистом виде он не осуществим.

3. Импульсная турбина (подвод газов при переменном давлении). Волны давления и скорости создаются в отдельных трубопроводах сравнительно малого сечения, в которые объединены цилиндры с соответствующим смещением моментов воспламенения. Большая часть энергии переносится к турбине в виде волн давления, в связи с чем на выпуске двигателя возникает обратный подпор переменного уровня давления, что оказывает влияние на совершаемую поршнем работу выталкивания. С волной скорости транспортируется только малая доля общей энергии.

Для понимания происходящих процессов целесообразно при расчете баланса мощностей исходить из способа наддува при постоянном давлении газов перед турбиной (постоянное давление p_3); импульсный наддув в этом случае учитывается с помощью дополнительных коэффициентов пульсации потока и пульсации энергии. Если имеет место импульсный подвод газов к турбине, то расчет (исходя из средних значений давления и температуры) выпускных газов перед турбиной дает кажущийся к. п. д., поскольку подвод энергии к турбине представлен неверно.

При равновесном режиме работы свободно вращающегося турбокомпрессора выполняются следующие условия.

1. Эффективная мощность компрессора равна эффективной мощности турбины

$$N_k = N_T. \quad (6.1)$$

2. Массовый расход газа через турбину находится в определенной зависимости от массового расхода воздуха через компрессор.

При последовательной схеме наддува (при отсутствии параллельно включенного механического нагнетателя) и без учета утечек через уплотнения массовый расход газа через турбину равен сумме массового расхода воздуха через компрессор и массового расхода топлива на двигатель, т. е.

$$G_r = G_v + G_{\text{топ}} = G_v \frac{1 + \alpha_c L_0}{\alpha_c L_0}. \quad (6.2)$$

Так как $L_0 \geq 14,0$ кг воздуха/кг топлива, то при $\alpha_c = 1$ G_r будет самое большее на 7% превышать G_v . Для двигателей

с наддувом, работающих при коэффициентах избытка воздуха, значительно больших единицы и у которых, кроме того, определенно количество воздуха, не принимающее участия в процессе сгорания, идет на продувку цилиндров, можно на режимах полной мощности принимать в среднем $G_r = 1,03 G_b$.

Количество воздуха, нагнетаемое параллельно включенным механическим компрессором, при необходимости должно учитываться в уравнении баланса.

Первое и второе условия достаточны для нахождения рабочей точки турбокомпрессора, работающего независимо от двигателя (например, в соединении с камерой сгорания, служащей генератором горячего газа). Для совместной работы с двигателем должны выполняться еще следующие условия.

3. Рабочая точка турбокомпрессора должна лежать на расходной характеристике, соответствующей требуемой частоте вращения двигателя.

4. Степенью повышения давления и объемным расходом воздуха при балансе мощностей определена и частота вращения данного турбокомпрессора. Так как компрессор и турбина, как правило, располагаются на одном валу, то $n_k = n_t$.

Уравнение (6.1) можно представить таким образом:

$$G_b H_{k \text{ ад}} \frac{1}{\eta_{i-k \text{ ад}}} = G_r H_{t \text{ ад}} \eta_{i-t \text{ ад}} \eta_m \beta. \quad (6.3)$$

Здесь η_m — механический к. п. д. турбокомпрессора, обусловленный трением в подшипниках (при известных условиях также трением в лабиринтных уплотнениях и дисках на тыльной стороне колеса); β — коэффициент импульсности подвода энергии. Для системы наддува при постоянном давлении газов перед турбиной $\beta = 1$.

Так как $\eta_{i-k \text{ ад}}$ можно с достаточной точностью определить с помощью измеренных повышений давления и температуры, а $\eta_{i-t \text{ ад}}$ из-за теплоизлучения нагретой турбины — нельзя, то целесообразно потери на трение в подшипниках общего вала отнести к турбине, записав следующие равенства:

$$\eta_{i-k \text{ ад}} = \eta_k; \quad \eta_{i-t \text{ ад}} \eta_m = \eta_t.$$

Произведение

$$\eta_k \eta_t = \frac{G_b}{G_r} \frac{H_{k \text{ ад}}}{H_{t \text{ ад}}} \quad (6.4)$$

при стационарном подводе газа можно довольно точно определить с помощью измерений давления и температуры, поскольку для нахождения $H_{k \text{ ад}}$ и $H_{t \text{ ад}}$ требуется измерить только перепады давлений и температуры на входе у турбины и компрессора (падающие в расчетные формулы в виде отношений абсолютных величин), а не разности температур между входом и выходом, зависящие от потерь на излучение.

Уравнение (6.3) преобразуется далее:

$$G_{\Gamma} T_1 c_{p\Gamma} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{\Gamma}} = G_{\Gamma} T_3 c_{p\Gamma} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right] \eta_{\Gamma} \beta. \quad (6.3a)$$

При $k_1 = \frac{c_{p\Gamma}}{c_{p\Gamma}}$; $\zeta = \frac{T_3}{T_1} \eta_{\Gamma} \eta_{\Gamma} \beta$ и $\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}-1} = 3,5$ получим степень повышения давления в компрессоре как функцию от степени расширения газов в турбине, коэффициентов полезного действия и отношения входных температур

$$\pi_{\Gamma} = \frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{G_{\Gamma}}{G_{\Gamma}} k_1 \zeta \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k_{\Gamma}-1}{k_{\Gamma}}} \right] \right\}^{3,5}. \quad (6.5)$$

Это уравнение называется первым основным уравнением турбокомпрессора. В формулу (6.5) следует подставлять значения полных давлений. Если компрессор всасывает воздух из помещения или если в трубопроводе на пути к компрессору отсутствуют потери давления, то давление p_1 равно внешнему давлению p_0 . Так как энергия потока на выходе из турбокомпрессора не может быть больше использована, то обычно для p_4 подставляют статическое давление, причем потеря энергии на выходе выражается в к. п. д.

Перепад давления p_4/p_3 или обратную величину — степень расширения газов в турбине $\pi_{\Gamma} = p_3/p_4$ — находят из второго основного уравнения турбокомпрессора

$$G_{\Gamma} = \alpha F_{\Gamma \text{ экв}} \psi_{\Gamma} \rho_3 \sqrt{2RT_3}, \quad (6.6)$$

где $F_{\Gamma \text{ экв}}$ — равнозначное отверстие для последовательно включенных направляющего и рабочего колес турбины, включая коэффициент расхода; α — коэффициент, учитывающий импульсность потока; для наддува при постоянном давлении газов перед турбиной $\alpha = 1$; ψ_{Γ} — функция истечения при замене турбины на $F_{\Gamma \text{ экв}}$,

$$\psi_{\Gamma} = \sqrt{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{k_{\Gamma}}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k_{\Gamma}+1}{k_{\Gamma}}} \right]}. \quad (6.6a)$$

Чтобы вывести общую зависимость (не зависящую от размеров), после замены p_3 на $p_3/(RT_3)$, все члены уравнения, содержащие давление, переносятся в одну сторону:

$$G_{\Gamma} = \alpha F_{\Gamma \text{ экв}} \psi_{\Gamma} \frac{p_3}{\sqrt{T_3}} \sqrt{\frac{2}{R}}; \quad k_2 = \sqrt{\frac{2}{R}};$$

$$f\left(p_3; \frac{p_4}{p_3}\right) = \psi_{\Gamma} p_3 = \frac{G_{\Gamma} \sqrt{T_3}}{\alpha F_{\Gamma \text{ экв}} k_2}. \quad (6.7)$$

Наглядная картина работы турбокомпрессора получается, если представить уравнения (6.5) и (6.7) на одной диаграмме. При этом степень повышения давления в компрессоре p_2/p_1 для заданного отношения G_r/G_b (например, равного 1,03) и заданного K_1 (например, $K_1 = 1,1$) наносится на диаграмму как функ-

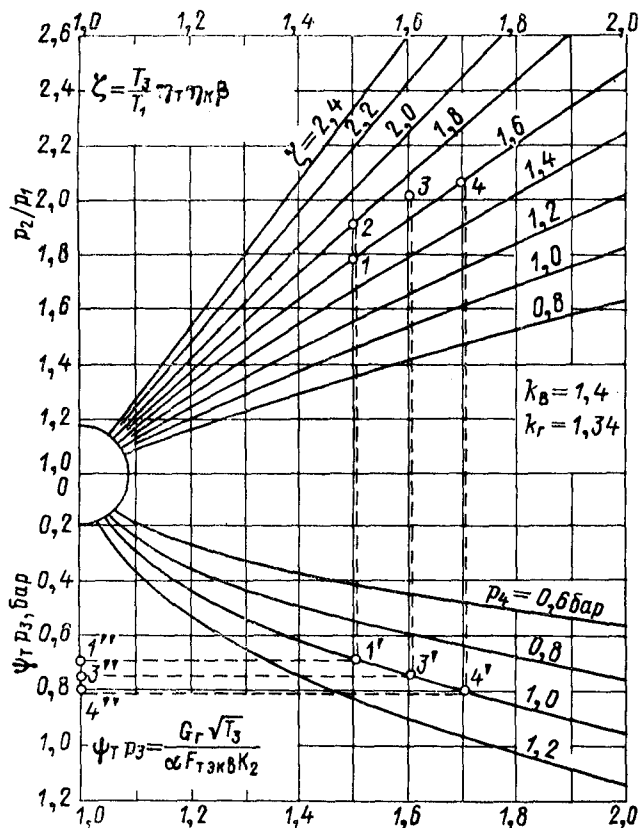


Рис. 6.7. Диаграмма для определения рабочей точки турбокомпрессора

ция от ζ в зависимости от степени расширения газов в турбине p_3/p_4 . Произведение $\psi_T p_3$ целесообразно нанести по оси ординат вниз для постоянного противодавления p_4 в зависимости от p_3/p_4 (рис. 6.7).

Уже с помощью одной этой диаграммы можно проследить, как влияет изменение различных параметров на состояние равновесия.

1. Если, например, точка 1 соответствует равносному режиму работы, то вследствие улучшения к. п. д. $\eta_k \eta_t$ на 12,5% произошел бы сдвиг в точку 2, т. е. давление наддува повысилось бы только за счет повышения к. п. д.

2. Изменение температуры T_3 оказывает двойное действие. С одной стороны, возрастает ψ, p_3 при увеличении $\sqrt{T_3}$ (точка 3'') и вместе с этим также p_3/p_4 (точка 3'), так как при большем расходе имеет место больший подпор. В то же время p_2/p_1 возрастает как при увеличении p_3/p_4 , так и при увеличении ξ (точка 3).

3. При заданной мощности двигателя на давление наддува можно оказывать влияние путем изменения проходного сечения соплового аппарата турбины. При уменьшении $F_{т экв}$ увеличивается ψ, p_3 (точка 4''), а также p_3/p_4 (точка 4'). При прочих равных условиях p_2/p_1 возрастает (точка 4).

6.2.3. Расчет эквивалентного сечения турбины

В уравнении (6.6) для турбины, состоящей из соплового аппарата и рабочего колеса, введено эквивалентное сечение, точно определить которое сложно, поскольку его величина зависит как от степени расширения газов в турбине, так и от частоты ее вращения и расходных коэффициентов. Достаточный для многих случаев метод расчета заключается в следующем.

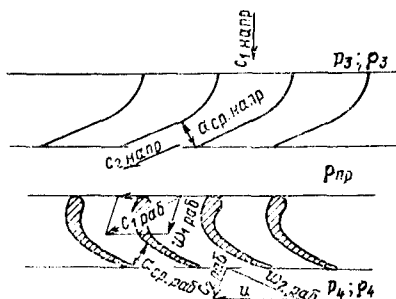


Рис. 6.8. Треугольники скоростей осевой турбины

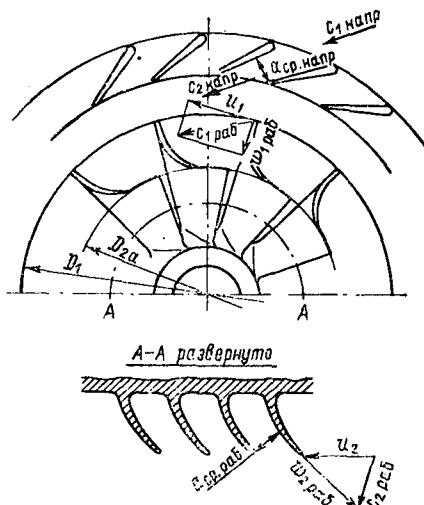


Рис. 6.9. Треугольники скоростей радиальной турбины

На рис. 6.8 показана схематическая развёртка лопаток осевой турбины, а на рис. 6.9 — радиальной турбины. В случае осевой турбины окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса равны, а у радиальной турбины — различны.

Обозначив число лопаток через z , высоту лопаток через h , среднюю ширину канала через $a_{ср}$ и коэффициент расхода через μ , можно записать выражение для эффективного сечения направляющего колеса следующим образом:

$$F_{нап. (эфф)} = z_{нап.} h_{нап.} a_{ср. нап.} \mu_{нап.}$$

а для эффективного сечения рабочего колеса

$$F_{\text{раб}}(\text{эфф}) = z_{\text{раб}} h_{\text{раб}} a_{\text{ср. раб}} u_{\text{раб}}.$$

В последующем индекс «эфф» опускается.

Массовый расход газа через турбину с учетом обозначений, принятых на рис. 6.8 и 6.9, можно выразить как

$$G_{\text{г}} = F_{\text{напр}} \rho_{\text{пр}} c_{2\text{раб}} = F_{\text{напр}} \rho_4 \omega_{2\text{напр}}^1 = F_{\text{т экв}} \rho_4 c_0, \quad (6.8)$$

где $\rho_{\text{пр}}$ — плотность газа на выходе из соплового аппарата (неизвестная вначале); ρ_4 — плотность газа на выходе из рабочего колеса; c_0 — теоретическая скорость, получаемая из общего перепада, срабатываемого в турбине ($c_0 = \sqrt{2H_{\text{г ад}}}$); $F_{\text{т экв}}$ — искомое эквивалентное сечение.

Общий теплоперепад, срабатываемый в турбине, суммируется из перепадов в направляющем аппарате и в рабочем колесе, причем речь идет о радиальной турбине как наиболее общем случае:

$$\left. \begin{aligned} H_{\text{напр}} &= \frac{1}{2} (c_{2\text{напр}}^2 - c_{1\text{напр}}^2); \\ H_{\text{раб}} &= \frac{1}{2} (\omega_{2\text{раб}}^2 - \omega_{1\text{раб}}^2 + u_1^2 - u_2^2); \\ H &= \frac{1}{2} c_0^2 = H_{\text{напр}} + H_{\text{раб}}. \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

Из уравнений (6.8) и (6.9) получаем:

$$c_0^2 = \left(\frac{G_{\text{г}}}{F_{\text{напр}} \rho_{\text{пр}}} \right)^2 - c_{1\text{напр}}^2 + \left(\frac{G_{\text{г}}}{F_{\text{раб}} \rho_4} \right)^2 - \omega_{1\text{раб}}^2 + u_1^2 - u_2^2. \quad (6.10)$$

Подставив в уравнение (6.10):

$$\varepsilon_{\text{напр}} = \frac{c_{1\text{напр}}^2}{c_0^2}; \quad \varepsilon_{\text{раб}} = \frac{\omega_{1\text{раб}}^2}{c_0^2}, \quad (6.11)$$

произведем следующие преобразования:

$$\begin{aligned} c_0^2 &= \left(\frac{G_{\text{г}}}{\rho_4} \right)^2 \left[\left(\frac{\rho_4}{F_{\text{напр}} \rho_{\text{пр}}} \right)^2 + \left(\frac{1}{F_{\text{раб}}} \right)^2 \right] - \\ &- c_0^2 \left[\varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}} - \left(\frac{u_1}{c_0} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0} \right)^2 \right]; \\ c_0^2 \left[1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}} - \left(\frac{u_1}{c_0} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0} \right)^2 \right] &= \\ &= \left(\frac{G_{\text{г}}}{\rho_4} \right)^2 \left[\frac{1}{\left(F_{\text{напр}} \frac{\rho_{\text{пр}}}{\rho_4} \right)^2} + \frac{1}{F_{\text{раб}}^2} \right]. \end{aligned} \quad (6.12)$$

Выражение в скобках в левой части уравнения (6.12) приравняем к K_3^2 :

$$K_3^2 = 1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}} - \left(\frac{u_1}{c_0}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0}\right)^2. \quad (6.13)$$

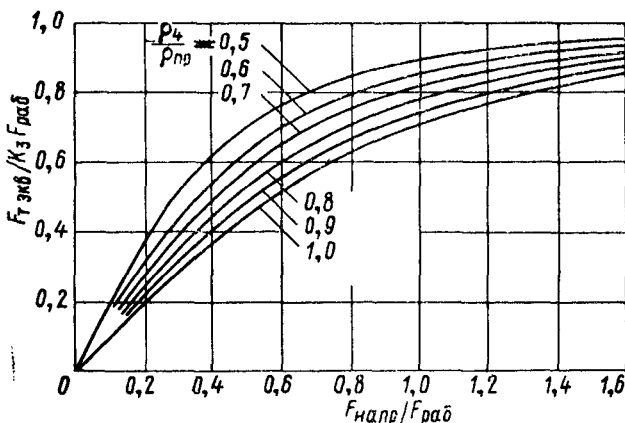


Рис. 6.10. Диаграмма для определения эквивалентного сечения турбины $F_{\text{т экв}}$

Из уравнений (6.12) и (6.8) получим:

$$c_0^2 = \left(\frac{G_{\Gamma}}{\rho_4}\right)^2 \frac{1}{F_{\text{т экв}}^2} = \left(\frac{G_{\Gamma}}{\rho_4}\right)^2 \frac{\left(\frac{1}{F_{\text{напр}} \rho_{\text{пр}}/\rho_4}\right)^2 + \left(\frac{1}{F_{\text{раб}}}\right)^2}{K_3^2},$$

а отсюда

$$F_{\text{т экв}} = K_3 \sqrt{\frac{(F_{\text{напр}} F_{\text{раб}})^2}{\left(F_{\text{раб}} \frac{\rho_4}{\rho_{\text{пр}}}\right)^2 + F_{\text{напр}}^2}}. \quad (6.14)$$

В случае осевой турбины $u_1 = u_2$ и K_3^2 упрощается:

$$K_3^2 = 1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}}.$$

На рис. 6.10 представлено отношение эквивалентного сечения к сечению рабочего колеса $F_{\text{т экв}}/(K_3 F_{\text{раб}})$ в зависимости от отношения сечения направляющего аппарата к сечению рабочего колеса $F_{\text{напр}}/F_{\text{раб}}$ для различных соотношений плотностей $\rho_4/\rho_{\text{пр}}$ [по уравнению (6.14)]. Отношение $\rho_4/\rho_{\text{пр}}$ зависит от степени расширения газов $\pi_{\Gamma} = p_3/p_4$, от степени реактивности и от к. п. д. турбины (показателя расширения) (рис. 6.11). Степень реактивности турбин, работающих на выпускных газах, лежит, как правило, в пределах 0,5—0,55; небольшие отклонения оказывают незначительное влияние на определение $F_{\text{т экв}}$.

Совместное изображение графиков, показанных на рис. 6.10 и 6.11, приведено в большем масштабе на диаграмме в приложении 1.

Если, как это бывает в большинстве случаев, известны не эффективные, найденные из измерений расходов газа, а геометрические входные и выходные сечения направляющего аппарата и рабочего колеса, то в уравнении (6.14) коэффициент решетки K_3

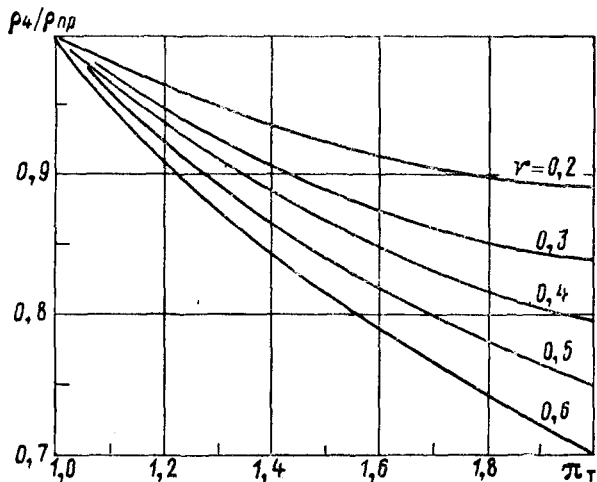


Рис. 6.11. Отношение плотностей воздуха перед рабочим колесом компрессора и за ним $p_4/p_{пр}$ как функция степени расширения газов в турбине π_t и степени реактивности γ . Внутренний адиабатный к. п. д. турбины $\eta_{тад} = 0,85$; коэффициент потерь $\varphi^* = 0,95$

следует заменить на коэффициент K'_3 , т. е. эквивалентное сечение $F_{т экв}$ остается неизменным, если эффективные сечения направляющей и рабочей решеток заменяются геометрическими сечениями, а K_3 — коэффициентом K'_3 . Коэффициент K'_3 , естественно, не может быть вычислен из уравнения (6.13) и определяется только экспериментально.

В табл. 6.1 приведены результаты измерений на осевой турбине, выполненных на стенде с камерой сгорания (при постоянном давлении газов перед турбиной), на базе которых был рассчитан коэффициент решетки K'_3 . В таблице представлена полная степень расширения газов $p_{3 полн}/p_4$, причем $p_{3 полн}$ определялось из статического давления $p_{3 стат}$ с учетом скорости набегающего потока (объемный расход через проходное сечение); p_4 — замеренное статическое давление газов за турбиной; G_r — замеренный массовый расход газов. Значения $F_{т экв}$ рассчитываются из уравнения (6.6), причем коэффициент α в этом уравнении (вследствие постоянства давления газов перед турбиной) принимается равным единице. Как следует из таблицы, эквивалентное сечение не

является величиной постоянной, а зависит от степени расширения газов. Эквивалентное сечение, поделенное на K'_3 , найдено из уравнения (6.14). Исходя из величин геометрических проходных сечений направляющего аппарата и рабочего колеса, из значений, представленных в графах 3 и 4, получим величину K'_3 , которая в данном случае, несмотря на принятые упрощения, колеблется в узких пределах от 1,041 до 1,029, т. е. остается приблизительно постоянной.

У радиальных турбин выходные окружные скорости u_2 и u_1 различны, поэтому при вычислениях необходимо пользоваться выражением для K_3

$$K_3 = \sqrt{1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}} + \Delta \left(\frac{u}{c_0} \right)^2}, \quad (6.13a)$$

$$\text{причем } \Delta(u/c_0)^2 = (u_2/c_0)^2 - (u_1/c_0)^2.$$

Только зная эффективные проходные сечения направляющего аппарата и рабочего колеса и различ-

ные скорости, можно рассчитать из уравнений (6.13) и (6.14) эквивалентное проходное сечение турбины.

Если вместо эффективных проходных сечений направляющего аппарата и рабочего колеса, которые в практике в большинстве случаев неизвестны, вводятся геометрические, то коэффициент K_3 в уравнении (6.13) заменяется коэффициентом K'_3 . Учитывая потери в решетке дополнительным коэффициентом K , можно получить

$$K'_3 = \sqrt{K(1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}}) + \Delta(u/c_0)^2}. \quad (6.15)$$

Подобно тому, как в случае с осевой турбиной, эквивалентное сечение $F_{\text{т экв}}$ следует рассчитывать сначала на базе результатов измерений по уравнению (6.6), а затем определить $F_{\text{т экв}}/K'_3$ исходя из геометрических сечений направляющего аппарата и рабочего колеса по уравнению (6.14). Приравняв эти два эквивалентных сечения, получим коэффициент K'_3 , в котором, однако, в отличие от осевой турбины, учтено влияние различных окружных скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Этот фактор влияния может быть элиминирован (исключен) следующим образом. Подставив

$$K_4'^2 = K(1 + \varepsilon_{\text{напр}} + \varepsilon_{\text{раб}}),$$

Т а б л и ц а 6.1. Зависимость эквивалентного сечения турбины от степени расширения газов

$\frac{p_3 \text{ полн}}{p_4 \text{ стат}}$	$G_{\text{т}},$ кг/с	$F_{\text{т экв}},$ см ²	$\frac{F_{\text{т экв}}}{K'_3},$ см ²	K'_3
1	2	3	4	5
1,193	0,794	65,2	62,7	1,040
1,309	1,02	66,5	63,9	1,041
1,427	1,21	67,1	64,8	1,036
1,566	1,40	68,0	66,1	1,029
1,714	1,602	69,9	67,4	1,037
1,886	1,803	71,3	69,0	1,033
2,037	1,996	72,8	70,2	1,037
2,130	2,095	73,4	71,0	1,034

найдем из уравнения (6.15)

$$K'_4 = \sqrt{K_3'^2 - \Delta(u/c_0)^2}.$$

Коэффициенты K'_4 были определены указанным способом на основании большого количества измерений для оптимальных к. п. д. турбины и представлены на рис. 6.12 в зависимости от степени расширения газов в турбине [6.2]. Большие значения K'_4 соответствуют большим значениям отношения $F_{\text{напр}}/F_{\text{раб}}$.

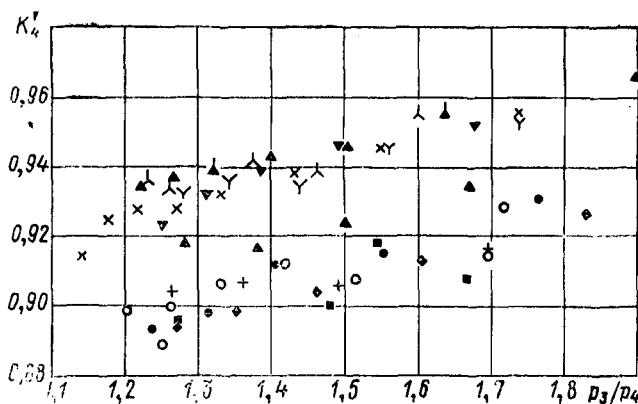


Рис. 6.12. Зависимость коэффициента K'_4 , рассчитанного по результатам измерений, от степени расширения газов в турбине p_3/p_4

Для получения $F_{\text{т экв}}$ из заданных геометрических сечений следует, наоборот, определить K'_3 из оцененного K'_4 и $\Delta(u/c_0)^2$ по уравнению (6.15), а затем подставить его в уравнение (6.14).

6.2.4. Расчет импульсного наддува [6.3]

При импульсном наддуве давление газов перед турбиной также, как правило, измеряется с помощью инерционного ртутного манометра, который при достаточно малых длине и объеме подводющих каналов с хорошим приближением показывает среднее арифметическое значение необходимого давления. Для точного определения этой величины необходимо графически зафиксировать изменения давления, а затем планиметрированием подсчитать величину среднего давления. Термоэлемент в потоке выпускных газов также показывает температуру, которая только приблизительно соответствует среднему арифметическому значению изменения температуры.

Чтобы учесть пульсации потока массы, подводимого к турбине при импульсном наддуве, введен коэффициент α , а для учета энергии, подводимой при изменяющемся давлении газов, введен коэффициент β . Эти коэффициенты представляют собой отноше-

ния действительных значений к тем, которые имели бы место при постоянных средних значениях давлений и температур.

К. п. д. турбокомпрессора, вычисленный на базе показаний инерционных измерительных приборов при импульсном наддуве, называется кажущимся к. п. д., так как при этом неверно определен подвод энергии к турбине, и обозначается η_{tv} . Согласно приведенным выше формулам можно написать

$$\eta_{tv} = \eta_k \eta_T \beta = \frac{G_B}{G_T} \frac{H_{K ад}}{(H_{T ад})_{ср}}, \quad (6.16)$$

где $(H_{T ад})_{ср}$ — средняя величина адиабатного перепада в газовой турбине, определенная из инерционных показаний на двигателе с импульсным наддувом.

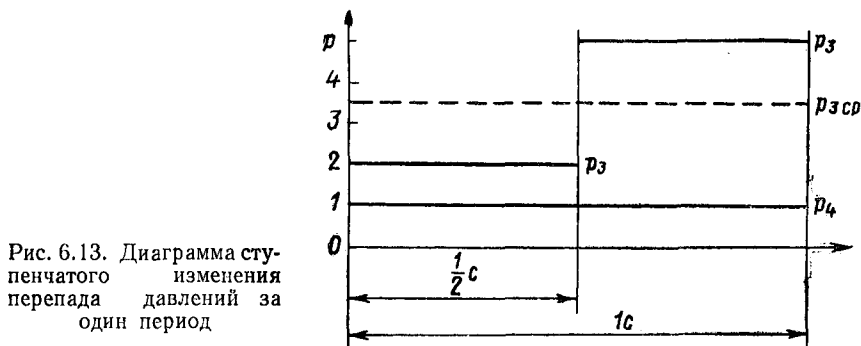


Рис. 6.13. Диаграмма ступенчатого изменения перепада давлений за один период

Суть коэффициентов α и β поясним с помощью простых примеров. Предположим, что несжимаемая жидкость протекает через сопло определенного сечения f_D при перепаде давления $p_3 - p_4$ и сравним массовый поток $G_{имп}$, при котором перепад в течение 1 с внезапно изменяется с малого значения до большого, с массовым потоком $G_{ст}$, который установился бы в тот же промежуток времени при стационарном протекании со средним арифметическим значением пульсирующего перепада.

Из рис. 6.13 нетрудно определить для массового расхода:

1) стационарный поток $G_{ст} = 1 f_D \sqrt{2 p_3 (p_{3cp} - p_4)}$; поскольку p_3 и f_D должны быть постоянными, то $G_{ст} = K \sqrt{3,5 - 1} = K 1,58$;

2) импульсный поток: $G_{имп} = \frac{1}{2} K \sqrt{2 - 1} + \frac{1}{2} K \sqrt{5 - 1} = K \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} 2 \right) = K 1,5$; $\alpha = \frac{G_{имп}}{G_{ст}} = \frac{1,5}{1,58} = 0,95$.

Через равное сечение сопла при пульсирующем потоке (в случае импульсного наддува) протекает меньшее количество газа, чем при стационарном потоке с перепадом давления, соответствующим среднему арифметическому пульсирующего изменения давления; α всегда меньше единицы. Поэтому при импульсном

подводе газов к турбине для того, чтобы массовый расход был равен массовому расходу при постоянном давлении, диаметр сопла должен быть соответственно увеличен, т. е.

$$f_{D \text{ имп}} = \frac{f_{D \text{ ст}}}{\alpha}.$$

Для расчета потока энергии предполагается, что при обоих способах наддува через сопло или соответственно через решетку турбины протекает равное количество газа в единицу времени. С этой целью решетка турбины в случае импульсного наддува должна быть увеличена на $1/\alpha$.

Мощность является произведением массового расхода и перепада давления. При равных массовых расходах, составляющих, например, 1 кг/с, перепады давления можно непосредственно сравнивать друг с другом.

При стационарном потоке $H_{\text{ст}} = p_{3 \text{ ср}} - p_4 = 3,5 - 1 = 2,5$. При импульсном потоке сначала необходимо установить, как массовый расход 1 кг/с распределяется по времени (за 1 с). При $p_3 - p_4 = 1,0$ массовый расход вдвое меньше, чем при $p_3 - p_4 = 4$, т. е. в первом периоде через сопло проходит $1/3$, а во втором — $2/3$ массового расхода.

Тогда

$$H_{\text{имп}} = \frac{1}{3} \cdot 1 + \frac{2}{3} \cdot 4 = \frac{1}{3} + \frac{8}{3} = 3,0;$$

$$\beta = \frac{H_{\text{имп}}}{H_{\text{ст}}}; \quad \beta = \frac{3,0}{2,5} = 1,2.$$

Коэффициент импульсного подвода энергии β всегда больше единицы, так как вследствие более высокого перепада давлений при импульсном потоке газов через сопло протекает в данный промежуток времени большая доля общего количества газа, чем это имело бы место исходя из среднего значения перепада давлений. При подстановке средних значений переменных давлений и температур, замеренных инерционными приборами, кажущийся к. п. д. при импульсном наддуве всегда больше, чем фактический.

Значения α и β тем более отличаются от единицы и тем больше становится значение кажущегося к. п. д., чем ближе к нулю приближается перепад давлений в данный промежуток времени. Это отчетливо видно из нижеследующего примера (рис. 6.14).

Массовый расход: $G_{\text{ст}} \sim 1 \sqrt{3-1} = 1,42$; $G_{\text{имп}} \sim \frac{1}{2} \cdot 0 + \frac{1}{2} \sqrt{5-1} = 1,0$; $\alpha = 1,0/1,42 = 0,707$.

Перепад давления: $H_{\text{ст}} = 1 (p_{3 \text{ ср}} - p_4) = 1 (3 - 1) = 2,0$.

Чтобы при импульсном подводе газов к турбине, при котором в течение половины времени перепад давления равен нулю, равное количество газа протекало через сопло, последнее должно

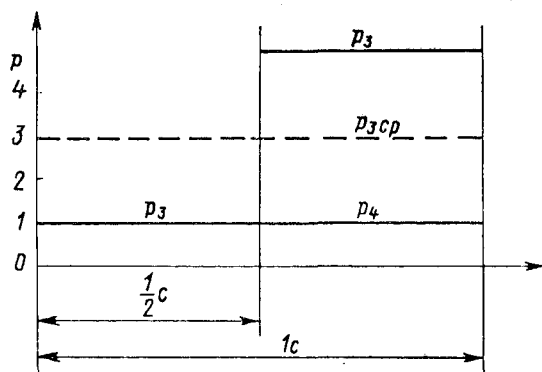
быть увеличено в $1/\alpha = 1,42$ раза по сравнению со случаем с постоянным давлением газов перед турбиной:

$$H_{\text{имп}} = 1 (p_3 - p_4) = 1 (5 - 1) = 4,0;$$

$$\beta = \frac{H_{\text{имп}}}{H_{\text{ст}}} = \frac{4,0}{2,0} = 2.$$

В особенности тогда, когда перепад давления в течение какой-то части периода равен нулю или близок к этому, фактически подводящая к турбине энергия становится намного больше, чем это получается из расчетов на базе показаний инерционных приборов

Рис. 6.14. Диаграмма ступенчатого изменения перепада давлений за один период при $p_3 = p_4$ в течение полупериода



(давление и температура). «Кажущийся» к. п. д. турбокомпрессора получается при этом очень высоким.

В выпускном трубопроводе двигателя мы имеем дело со сжимаемым газом, у которого как давление, как и температура и скорость подвержены колебаниям во времени. Правомочность квазистационарного рассмотрения преобразования энергии в газовой турбине (т. е. разбивки на отдельные малые стационарные отрезки) связана с тем фактом, что глубина лопаток турбины мала по отношению к длинам волн колебаний давления.

Следует также учитывать, что при применении импульсного наддува подводящий корпус турбины чаще всего разделен на множество камер; исключением являются крупные двухтактные двигатели, у которых (из-за ухудшения к. п. д. при частичном подводе газов к турбине) в большинстве случаев на каждую ветвь трубопровода предусматривается отдельный турбокомпрессор с полным подводом газов. При разделенных газоподводящих корпусах и различных давлениях в отдельных камерах режимы потока оказывают влияние друг на друга. Поэтому расчет коэффициентов расхода по приводимому ниже методу является лишь приближением, которое для осевых турбин является вполне удовлетворительным. Однако в случае радиальных турбин (вследствие более сильного обоюдного влияния частичных потоков в отдельных камерах или даже возможного обратного потока, если

в какой-либо камере перепад давления приближается к нулю) неточность определения коэффициентов расхода может оказаться значительной.

Полный период длиной a разбивается на n отдельных отрезков, имеющих длины a_1, a_2, \dots, a_n , величины давления и температуры которых соответственно равны $p_{з1}, p_{з2}, \dots, p_{зн}$ и $T_{з1}, T_{з2}, \dots, T_{зн}$. Тогда средние арифметические для давлений и температур запишутся так:

$$p_{з\text{ ср}} = \frac{\sum (p_{зн} a_n)}{\sum a_n}; \quad T_{з\text{ ср}} = \frac{\sum (T_{зн} a_n)}{\sum a_n}. \quad (6.17)$$

Часть массового расхода газа через турбину, соответствующая отрезку n , при импульсном подводе газа выражается следующей формулой:

$$G_{гн} = F_{т\text{ экв}} \psi_{тн} \rho_{зн} \sqrt{2RT_{зн} a_n}. \quad (6.18)$$

Полный массовый расход для периода a при стационарном подводе газа со средним давлением p_z и средней температурой T_z равняется

$$G_{ст} = F_{т\text{ экв}} \psi_{т\text{ ср}} \rho_{з\text{ ср}} \sqrt{2RT_{з\text{ ср}} a}.$$

Отсюда находится коэффициент α

$$\alpha = \frac{\sum [\psi_{тн} \rho_{зн} \sqrt{T_{зн} a_n}]}{\psi_{т\text{ ср}} \rho_{з\text{ ср}} \sqrt{T_{з\text{ ср}} a}}. \quad (6.19)$$

Для точного расчета необходимо было бы определять $\psi_{тн}$ из отношения полного давления ($p_{зн\text{ ст}} + p_{зн\text{ дин}}$) к давлению p_4 , причем $p_{з\text{ дин}}$ должно было бы определяться из скорости, найденной по уравнению неразрывности.

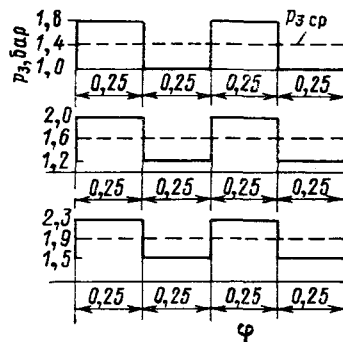
Так как указанным выше расчетом уже определен массовый расход для каждого отдельного отрезка, то коэффициент β можно найти с помощью уравнения

$$\beta = \frac{\sum [(H_{тад})_n G_{гн}]}{(H_{тад})_{ст} \sum G_{гн}}. \quad (6.20)$$

В последующем приводятся некоторые данные о величинах коэффициентов α и β .

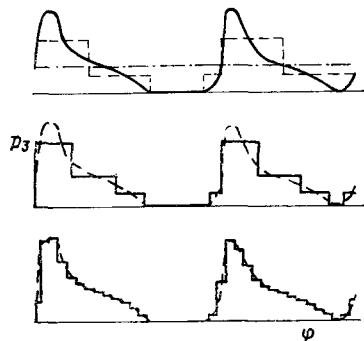
На рис. 6.15 показано скачкообразное протекание давления (при постоянной температуре T_z) для трех различных случаев. Форма кривых и амплитуды во всех случаях равны, отличаются только значения средних давлений. Из этих графиков видно, что значения коэффициентов α и β тем ближе подходят к единице, чем выше среднее давление.

На рис. 6.16 приведены три графика одинаковых изменений давлений при равной средней температуре, равной 600°C , но



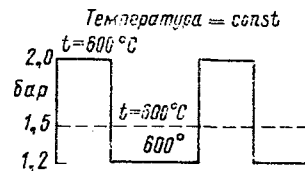
α	β
0,668	1,730
0,928	1,118
0,990	1,020

Рис. 6.15. Коэффициенты α и β при различных значениях средних давлений

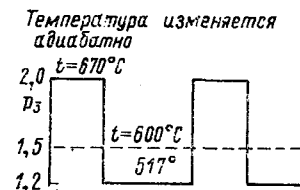


α	β
0,856	1,293
0,812	1,328
0,800	1,425

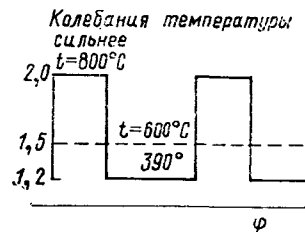
Рис. 6.17. Разбивка кривой изменения давления на разное число ступеней давления для определения α и β



α	β
0,916	1,140



α	β
0,912	1,158



α	β
0,925	1,195

Рис. 6.16. Коэффициенты α и β при равных значениях средних давлений, но различных температурах

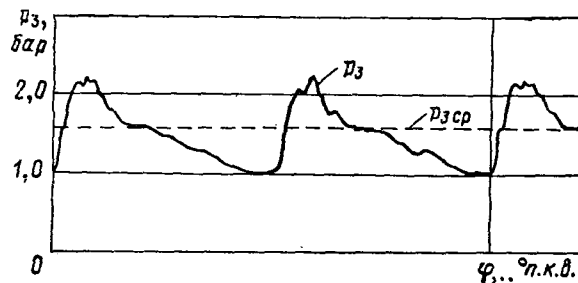


Рис. 6.18. Пример протекания давления при подключении двух цилиндров к одной ветви выпускного трубопровода

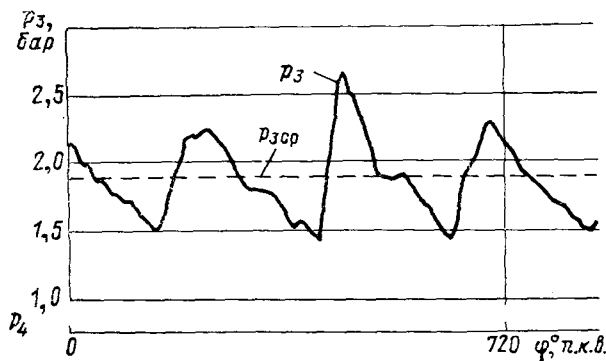


Рис. 6.19. Пример протекания давления при подключении трех цилиндров к одной ветви выпускного трубопровода

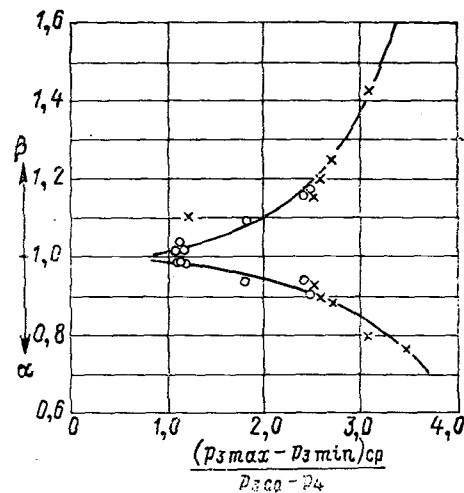


Рис. 6.20. Ориентировочные значения коэффициентов α и β при импульсном подводе газов:

× — два цилиндра на одну ветвь трубопровода;
○ — три цилиндра на одну ветвь трубопровода

отличающихся перепадах температур при высоком и низком давлениях. На верхнем графике температуры при высоком и низком давлении одинаковы и равны средней температуре; на среднем графике соответствующие температуры отличаются на 153°C , а на нижнем — на 410°C . Следует еще раз подчеркнуть, что средняя температура определялась не как среднее арифметическое, а как среднее значение для потока с учетом различных отрезков времени и изменяющегося при разных давлениях массового расхода. Из этого примера видно, что в целом влияние температуры не очень велико; с ростом амплитуды колебаний температуры, накладывающихся на изменение давления, коэффициент β увеличивается; изменение коэффициента α не однозначно.

На рис. 6.17 показан экспериментально полученный график изменения давления, разбитый на различное количество ступеней: вверху — на 3 ступени (включая нулевую), в середине — на 4 ступени и внизу — на 15 ступеней. Отсюда следует, что разбивка на 4 ступени является слишком грубой, так как при переходе к 15 ступеням давления получаются заметные различия как для α , так и для β . Возникает вопрос, может ли быть найден критерий, по которому можно оценить величину коэффициентов α и β из графика изменения давления.

На рис. 6.18 изображена диаграмма изменения давления в трубопроводе, в который осуществляется выпуск от двух цилиндров, а на рис. 6.19 — от трех цилиндров. Среднее арифметическое давления обозначено через $p_{з\text{ ср}}$, а наибольшее и наименьшее значения давления — соответственно через $p_{з\text{ max}}$ и $p_{з\text{ min}}$. Поделив среднее значение амплитуд $(p_{з\text{ max}} - p_{з\text{ min}})_{\text{ср}}$ на средний перепад давления $(p_{з\text{ ср}} - p_4)$, получим искомый критерий (рис. 6.20).

6.2.5. Номограмма для определения рабочей точки одноступенчатого турбокомпрессора

После того как определены понятия эквивалентного сечения $F_{т\text{ экв}}$ и коэффициентов α и β , характеризующих импульсность потока, и указаны способы их нахождения, можно зависимости, приведенные в уравнениях (6.5) и (6.6), объединить графически в номограмму (рис. 6.21 и приложение 2).

Так как эта номограмма кроме температур содержит только относительные величины, то она не зависит от конкретных конструктивных размеров и действительна для любого турбокомпрессора. Правый верхний квадрат на номограмме служит для определения степени расширения газов в турбине. Для кривых в правом верхнем квадрате, найденных с помощью уравнения (6.5), не играет роли, отнесены ли указанные степени расширения газов к полным или к статическим давлениям. Необходимо лишь, чтобы значения π и η были определены по одним и тем же давлениям. Однако при расчете ψ_t по уравнению (6.6а) в правом нижнем квадрате номограммы следует при подстановке давления на

входе принимать полное давление, а для давления на выходе брать статическое давление, в связи с чем этими же давлениями следует оперировать и при расчете по уравнению (6.5). В уравнении (6.7) p_3 — статическое давление, которое выводится из p_3 , определяемого по уравнению (6.6). Отношение массового расхода газа через

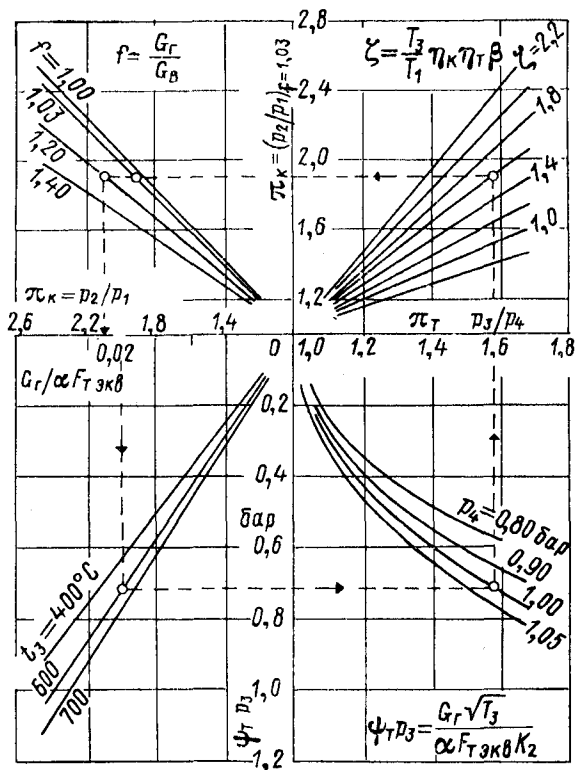


Рис. 6.21. Номограмма для определения рабочей точки одноступенчатого турбокомпрессора

турбину к массовому расходу воздуха через компрессор принято равным $f = G_T/G_B = 1,03$, т. е. массовый расход газа (складывающийся из воздуха и топлива) на 3% больше, чем массовый расход воздуха. Это соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha \approx 2$. В этом значении 1,03 уже учтены потери вследствие небольших неплотностей, имеющих в двигателе (утечки газа в поршневых кольцах, в уплотнениях выпускного трубопровода), большие неплотности должны быть соответственно учтены. Внутренние газовые потери турбокомпрессора (воздух второго контура, охлаждающий воздух) снижают его к. п. д.

Степень расширения газов в турбине, устанавливающаяся для данного массового расхода и при определенной температуре

на входе, находится из правого нижнего квадрата номограммы, в котором давление на выходе из турбины p_4 (давление окружающей среды) нанесено в качестве параметра. Для большинства случаев использования достаточной является эта часть номограммы находящаяся справа от оси ординат. Для дальнейшего упрощения дополнительных вычислений в квадрате слева внизу выражение $G_1/\alpha F_{T_{\text{экв}}}$ (т. е. отношение массового расхода к эквивалентному сечению) представлено в функции от температуры на входе в турбину. Левый верхний квадрат служит для определения степени повышения давления в компрессоре в том случае, когда массовый расход газа через турбину отличается от массового расхода воздуха через компрессор, например, у двухтактных двигателей с параллельно включенным продувочным насосом. Графическое определение условия равновесия турбокомпрессора можно начинать в любом из квадратов номограммы. Исходя из заданного значения отношения массового расхода газа к сечению турбины $G_1/\alpha F_{T_{\text{экв}}} = 0,02 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{см}^2)$, на рис. 6.21 показан пример нахождения рабочей точки турбокомпрессора.

В заключение необходимо подчеркнуть, что эта номограмма (несмотря на то, что она содержит количественные характеристики) не может заменить конструкторского расчета турбокомпрессора. Однако здесь речь шла не о расчете турбокомпрессора, а об оценке его совместной работы с двигателем. Для этой цели указанная номограмма может быть полезной.

6.2.6. Замкнутый расчет равновесного состояния системы двигатель—турбокомпрессор

На номограмме, представленной на рис. 6.21, некоторые переменные связаны друг с другом через систему двигатель—выпускной трубопровод — турбокомпрессор. Так, можно найти температуру перед турбиной T_3 , изменяющуюся при изменении давления наддува (например, в связи с изменением конструкции турбокомпрессора), только через тепловой баланс. Коэффициенты α и β при импульсном подводе газов к турбине являются вспомогательными величинами, которые при изменении режима работы двигателя также изменяются в связи с изменением волн давления выпуска; если вообще вычисляются коэффициенты α и β , то только с помощью диаграммы изменения давления, так как изменение температуры, как правило, неизвестно.

Более точным и содержащим больше информации является полный расчет кругового процесса, включая газообмен, но такой расчет в связи с требуемыми затратами времени может быть произведен только с привлечением электронно-вычислительных машин. При этом, как правило, достаточно определить изменение давления и температуры в выпускном трубопроводе и вместе с тем энергию, фактически подведенную к турбине, с помощью квазистационарного метода расчета, при котором давление

давление p_3 и температура T_3 перед турбиной соответственно равны значениям $p_{см}$ и $T_{см}$.

Для объема выпускного трубопровода подставляется объем всей ветви трубопровода с общим выпускным патрубком. Так как количество газа, вытекающее в единицу времени из турбины, отличается от количества газа, поступающего за это же время в выпускной коллектор, то перед турбиной имеют место переменные давления и температуры газа (в противоположность допущению, принятому для трубопровода наддувочного воздуха). Этот расчетный метод называют методом наполнения — выпуска; при трубопроводах не слишком большой длины и объема он удовлетворительно отражает фактические взаимосвязи [6.4]. Упрощение состоит в том, что при методе «наполнения и выпуска» предполагается бесконечно большая скорость звука и мгновенное перемешивание содержимого трубопровода.

Процессы в цилиндре. Для цилиндра двигателя можно записать в следующей форме уравнение сохранения энергии:

$$\frac{d(m_{ц}u_{ц})}{d\varphi} = \frac{dQ_{топ}}{d\varphi} + \frac{dm_{вп}}{d\varphi} i_{вп} - \frac{dm_{вып}}{d\varphi} i_{вып} - \frac{dQ_{ст}}{d\varphi} - p_{ц} \frac{dV_{ц}}{d\varphi} \quad (6.21)$$

и уравнение сохранения массы

$$\frac{dm_{ц}}{d\varphi} = \frac{dm_{вп}}{d\varphi} - \frac{dm_{вып}}{d\varphi} + \frac{dm_{топ}}{d\varphi}. \quad (6.22)$$

Приведенные уравнения подобны тем, с которыми мы уже познакомились в п. 3.6. Принятые выше условные обозначения также сохранены, в данном случае добавлены только члены для топливоподачи $dm_{топ}/d\varphi$ и для «протекания сгорания» $dQ_{топ}/d\varphi$.

При $i_{вып} = i_{ц}$ из уравнений (6.21) и (6.22) следует

$$\begin{aligned} \frac{du_{ц}}{d\varphi} m_{ц} + u_{ц} \left(\frac{dm_{вп}}{d\varphi} - \frac{dm_{вып}}{d\varphi} + \frac{dm_{топ}}{d\varphi} \right) = \\ = \frac{dQ_{топ}}{d\varphi} + \frac{dm_{вп}}{d\varphi} i_{вп} - \frac{dm_{вып}}{d\varphi} i_{вып} - \frac{dQ_{ст}}{d\varphi} - p_{ц} \frac{dV_{ц}}{d\varphi} \end{aligned} \quad (6.23)$$

и при $u = f(T, \alpha)$:

$$\frac{du_{ц}}{d\varphi} = \frac{du_{ц}}{dT_{ц}} \frac{dT_{ц}}{d\varphi} + \frac{du_{ц}}{d\alpha_{ц}} \frac{d\alpha_{ц}}{d\varphi}; \quad (6.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{ц}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{ц} \frac{du_{ц}}{dT_{ц}}} \left[\frac{dQ_{топ}}{d\varphi} + \frac{dm_{вп}}{d\varphi} (i_{вп} - u_{ц}) - \frac{dm_{вып}}{d\varphi} (i_{ц} - u_{ц}) - \right. \\ \left. - \frac{dm_{топ}}{d\varphi} u_{ц} - \frac{dQ_{ст}}{d\varphi} - p_{ц} \frac{dV_{ц}}{d\varphi} - m_{ц} \frac{du_{ц}}{d\alpha_{ц}} \frac{d\alpha_{ц}}{d\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (6.25)$$

Значения $u_{ц}$, $du_{ц}/dT_{ц}$ и $du_{ц}/d\alpha_{ц}$ численно выражаются как функции от температуры и коэффициента избытка воздуха для

сгорания, члены уравнения для впуска и выпуска рассчитываются исходя из функций $\Phi_{\text{вп}}$ и $\Phi_{\text{вып}}$ для впуска и выпуска в соответствии с п. 3.6. Другие подробности описаны в соответствующей литературе [6.5; 6.6].

Процессы в выпускном коллекторе. Подобно тому, как для цилиндра, можно составить уравнения сохранения энергии и массы для выпускного трубопровода. Используя обозначения, приведенные на рис. 6.22, получим для баланса энергии

$$\frac{d(m_{\text{см}} u_{\text{см}})}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{вып}}}{d\varphi} i_{\text{вып}} - \frac{dm_{\text{г}}}{d\varphi} i_{\text{см}}, \quad (6.26)$$

а для баланса массы

$$\frac{dm_{\text{см}}}{d\varphi} = \frac{dm_{\text{вып}}}{d\varphi} - \frac{dm_{\text{г}}}{d\varphi}. \quad (6.27)$$

При $i_{\text{вып}} = i_{\text{ц}}$ и уравнении состояния $p_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}} R T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}}$ можно записать

$$\begin{aligned} \frac{dT_{\text{см}}}{d\varphi} = & \frac{1}{m_{\text{см}} \frac{du_{\text{см}}}{dT_{\text{см}}}} \left[\frac{dm_{\text{вып}}}{d\varphi} (i_{\text{ц}} - u_{\text{см}}) - \right. \\ & \left. - \frac{dm_{\text{г}}}{d\varphi} (i_{\text{см}} - u_{\text{см}}) - m_{\text{см}} \frac{du_{\text{см}}}{d\alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (6.28)$$

Так как при этом расчете имеет место $p_{\text{см}} = p_{\text{з}}$ и $T_{\text{см}} = T_{\text{з}}$, то энергия, фактически подведенная к турбине $(H_{\text{тад}})_{\text{п}}$, может быть определена для шагов счета от 1 до n , и отпадает необходимость вычисления коэффициентов α и β при импульсном подводе газов к турбине.

При практическом применении расчетного метода, кратко изложенного выше, могут различаться следующие случаи.

1. Имеются результаты измерений для определенной рабочей точки данной системы «двигатель + турбокомпрессор» и требуется исследовать влияние различных изменений. Эти изменения могут быть геометрического характера (например, другие фазы газораспределения или профиль кулачка или размеры турбокомпрессора с целью оптимизации системы по какому-то определенному критерию). Однако изменение может относиться и к рабочей точке (нагрузка, частота вращения) при неизменной конструкции системы или к атмосферным условиям (изменения мощности в высотных или тропических условиях).

2. Речь идет о новом двигателе, геометрические данные которого известны, но еще нет данных измерений. Требуется определить расчетную мощность и установить соответствующие этому режиму параметры.

В обоих случаях закон сгорания должен быть известен или принят. В первом случае он может быть определен из индикаторной диаграммы [6.7].

В первом случае сначала пересчитывается точка замера. Для имитации процессов в цилиндре эквивалентный закон сгорания [6.9; 8.18] регулируется таким образом, чтобы индикаторный к. п. д. двигателя и давление вспышки совпадали с измеренными значениями. Протекание давления и температуры в выпускном трубопроводе рассчитывается по квазистационарному методу «наполнения и выпуска», по которому нестационарные процессы для малых интервалов времени рассматриваются как стационарные, а трубопроводы — как емкости такого же объема, в которых давление и температура газов, поступающих из цилиндра, мгновенно выравниваются. Если к одному трубопроводу или эквивалентному ресиверу подключено несколько цилиндров с равными промежутками времени между вспышками, то следует рассчитывать процессы только для одного цилиндра; количества газов, выпускаемые из других цилиндров во время газообмена, получаются исходя из рассчитанного для одного цилиндра с учетом сдвига фаз.

Эквивалентное сечение турбины находится из замеренных расхода газа и перепада давления; таким же образом может быть определен кажущийся общий к. п. д. турбокомпрессора η_{TV} из напора компрессора и среднего перепада турбины. При расчете точки замера действительный к. п. д. турбокомпрессора $\eta_t \eta_k$ подбирается так, чтобы при шаговом расчете баланса мощностей турбокомпрессора получалось фактически замеренное давление наддува. Как правило, $\eta_t \eta_k$ несколько меньше, чем кажущийся к. п. д. η_{TV} . Расчет влияния определенных изменений не представляет особых трудностей.

Во втором случае для определенной рабочей точки двигателя, которая характеризуется средним эффективным давлением p_e и частотой вращения n , задаются величины давления наддува p_{np} и соответствующей температуры T_{np} (см. п. 3.1). Давление p_{cm} и температура T_{cm} в выпускном трубопроводе, соответствующие определенному углу поворота коленчатого вала (в трубопроводе имеют место переменные давления и температуры), оцениваются так же, как и эквивалентное сечение $F_{т экв}$; к. п. д. $\eta_t \eta_k$ определяется из измерений на имеющемся турбокомпрессоре или принимается вероятной величины. Необходимо просчитать несколько рабочих циклов, прежде чем совпадут значения в выпускном трубопроводе, т. е. пока давления и температуры, соответствующие концу рабочего цикла, не станут равны давлениям и температурам в начале рабочего цикла. Для этого в случае импульсного наддува (при малом объеме трубопроводов) достаточно, как правило, просчета двух или максимум трех рабочих циклов. По сходимости проверяется баланс турбокомпрессора, т. е. устанавливается, действительно ли достигается первоначально принятое давление наддува. Если это не так, то следует варьировать $F_{т экв}$, при необходимости вместе с $\eta_t \eta_k$. Принятие эквивалентного сечения турбины постоянным или зависящим только от степени

расширения газов является некоторым упрощением; кроме того, указанным выше способом нельзя учесть изменение к. п. д. турбокомпрессора при изменении режима работы. Для дальнейшего усовершенствования метода расчета были разработаны вычислительные программы, которые сделали возможной подстановку коэффициентов расхода и значений к. п. д. турбокомпрессора, являющихся действительно определяющими для данного состояния (шага расчета).

Примеры результатов расчетов с помощью метода наполнения — выпуска. Ниже приводятся некоторые примеры результа-

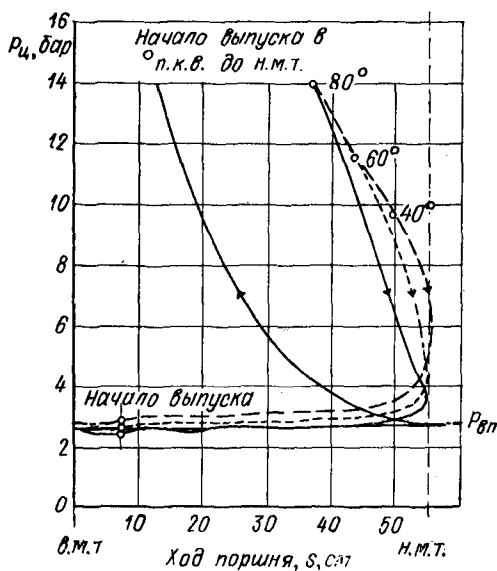


Рис. 6.23. Изменение петли газообмена при различных углах открытия выпускного клапана

тов вычислений для четырехтактных дизелей, в которых еще не была учтена действительная характеристика турбокомпрессора; исходным для этих расчетов являлось эквивалентное сечение турбины, как это показано в п. 6.2.3. На рис. 6.23 показан результат оптимизационного расчета для момента открытия выпускного клапана конкретного двигателя; при этом расчете (в отличие от метода, упомянутого в п. 3.6) рассматривался весь круговой процесс в цилиндре (не только период газообмена, как там) и учитывались колебания давления в выпускном трубопроводе. Значение $p_{ц}$ показывает изменение давления

в цилиндре для трех различных значений угла предварения открытия выпускного клапана: 80° , 60° и 40° п. к. в. до н. м. т. Максимум индикаторного к. п. д. достигается для данных условий при угле предварения открытия выпуска, равном 60° п. к. в. до н. м. т.

На рис. 6.24 и 6.25 сопоставляются рассчитанные изменения давлений в цилиндре $p_{ц}$ и в выпускном трубопроводе $p_{вп}$ с измеренными; на рис. 6.24 — для группировки трех цилиндров на одну ветвь выпускного трубопровода, а на рис. 6.25 — для группировки двух цилиндров. Несмотря на определенные отклонения экспериментальных данных от расчетных, обусловленные упрощающим предположением о бесконечно быстром выравнивании давления и температуры в трубопроводе, в целом достигается хорошее совпадение кривых (например, в точках пересече-

чения кривых переменного давления с кривыми постоянного давления в трубопроводе наддувочного воздуха $p_{вп}$).

На следующих рисунках представлены примеры, иллюстрирующие влияние конструктивных изменений. На определенном

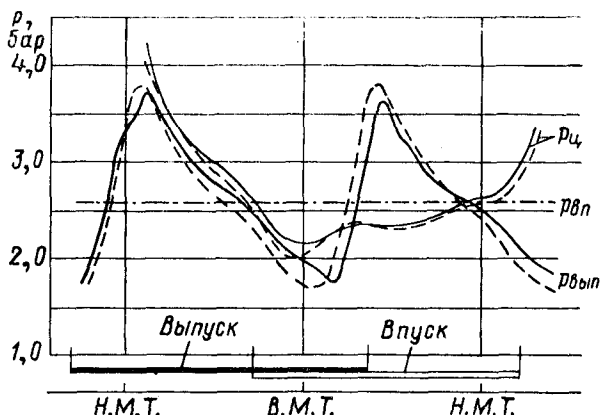


Рис. 6.24. Пример измеренного и рассчитанного протекания давления во время газообмена при объединении трех выпусков в один трубопровод; показаны только два выпускных импульса, промежуток между всплесками 240° п. к. в.:

— данные измерений; - - - данные расчета

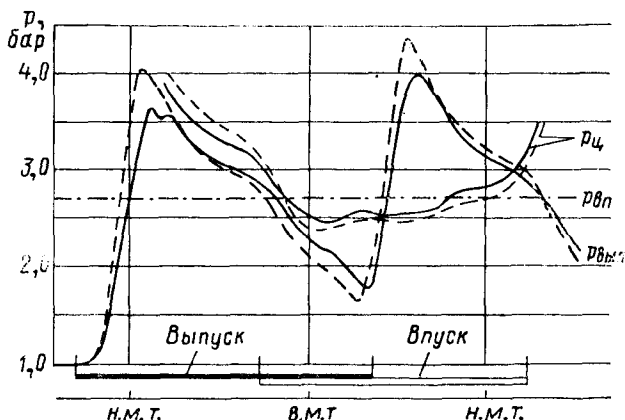


Рис. 6.25. То же, что на рис. 6.24, только при несимметричном объединении двух цилиндров в один трубопровод, промежуток между всплесками 270° п. к. в.

дизеле частота вращения должна была быть повышена с 600 до 750 об/мин. При этом нужно было исследовать, может ли при соответствующем повышении средней скорости поршня оставаться неизменной конструкция крышки цилиндра, имеющей по одному

впускному и выпускному клапану, или же целесообразно сконструировать новую крышку цилиндра с двумя впускными и двумя выпускными клапанами. На рис. 6.26 показаны диаграммы изменения давления в цилиндре для этих обоих случаев при среднем эффективном давлении $p_e = 10,3$ бар, откуда для двухклапанной крышки цилиндра рассчитывается отрицательная петля газообмена 0,59 бар, а для четырехклапанной конструкции — 0,177 бар. В соответствии с этим только за счет газообмена для четырехклапанной конструкции получается улучшение массового расхода топлива на 4%.

Из рис. 6.27 видно влияние к. п. д. турбокомпрессора. Значение p_d по-прежнему обозначает давление в цилиндре (изображено только в период решающей фазы), $p_{\text{вып}}$ — давление в выпускном трубопроводе. Расчет показал, что в этом случае благодаря улучшению к. п. д. на четыре единицы ($\approx 8\%$) массовый расход топлива снижается на 1,8 г/(л. с. · ч), температура газов перед турбиной уменьшается на 16°C и теплота, отводимая стенками, становится меньше приблизительно на 1%. Удельный расход воздуха g_a возрастает примерно на 3%.

Изменение эквивалентного сечения турбины $F_{\text{т экв}}$ влечет за собой изменение уровня давления наддува (рис. 6.28). Вследствие увеличения этого сечения на 10% давление наддува падает в данном случае с 2,47 до 2,26 бар, массовый расход топлива снижается на 0,13% (меньше отрицательная петля газообмена), удельный расход воздуха g_a уменьшается примерно на 3,5%, температура газов перед турбиной повышается на 13°C , а теплота, отводимая стенками, — примерно на 2,5%.

Сравнение результатов расчета газообмена по квазистатическому методу и по методу характеристик с результатами измерений. Для процессов в выпускном трубопроводе допущение бесконечно быстрого выравнивания температуры и давления является грубым. Полученные при этом результаты расчетов тем сильнее отличаются от фактических параметров, чем быстрее протекают эти процессы, т. е. чем выше частота вращения.

В своей диссертации К. Пухер [6.10] выполнил расчет процесса газообмена методом характеристик и методом наполнения — выпуска и результаты расчетов сравнил с результатами измерений на реальных двигателях. Из примеров, заимствованных из этой диссертации (рис. 6.29, 6.30 и 6.31), можно кратко сделать следующие обобщения.

1. У среднеоборотного двигателя ($n = 430$ об/мин, $c_m = 7,9$ м/с) с симметричным объединением в каждую ветвь выпускного трубопровода выпусков от трех цилиндров (рис. 6.29) рассчитанное методом характеристик изменение давления в выпускном коллекторе дает очень хорошую сходимость с экспериментом, а рассчитанное методом наполнения—выпуска — удовлетворительную.

2. Для двигателя с $n = 1500$ об/мин, $c_m = 11,5$ м/с и симметричным объединением в каждую ветвь выпускного трубопровода

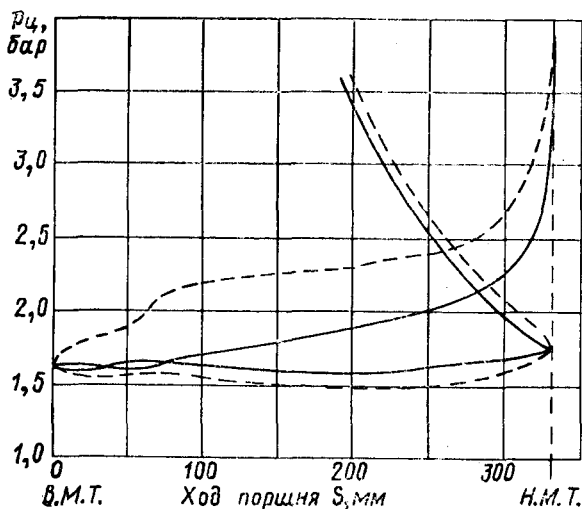


Рис. 6.26. Сравнение величины петли газообмена при двух- и четырехклапанной крышке цилиндра (расчет):

— — — при одном впускном и одном выпускном клапанах;
 — — — при двух впускных и двух выпускных клапанах

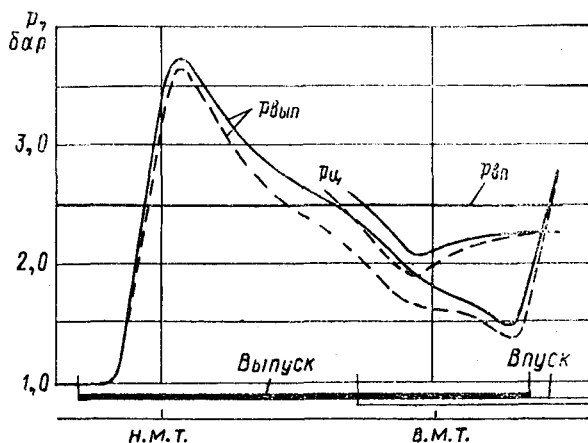


Рис. 6.27. Влияние изменения к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{\text{ТК}}$ на протекание давления в выпускном коллекторе $p_{\text{вып}}$ и в цилиндре p_c в период газообмена, $F_{\text{ТЭКВ}}$ отрегулировано на одинаковое давление наддува $p_{\text{вп}}$:

— — — при $\eta_{\text{ТК}} = 48\%$; — — — при $\eta_{\text{ТК}} = 52\%$

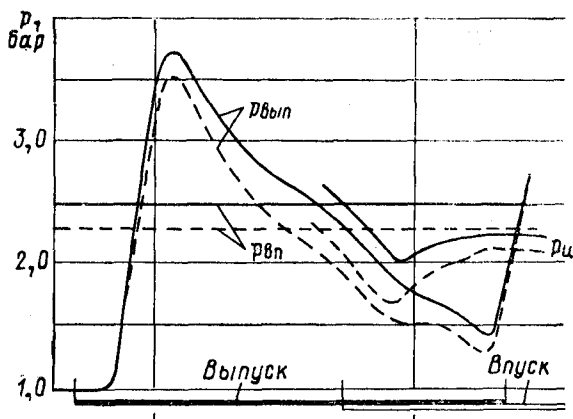


Рис. 6.28. Влияние сечения турбины $F_{T экв}$ на протекание давления в выпускном трубопроводе $p_{вып}$ и в цилиндре $p_{ц}$ в период газообмена и на давление наддува $p_{вп}$ при постоянном к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{ТК}$:

— $F_{T экв} = F_{T экв0}$; — — $F_{T экв} = 1,1 F_{T экв0}$

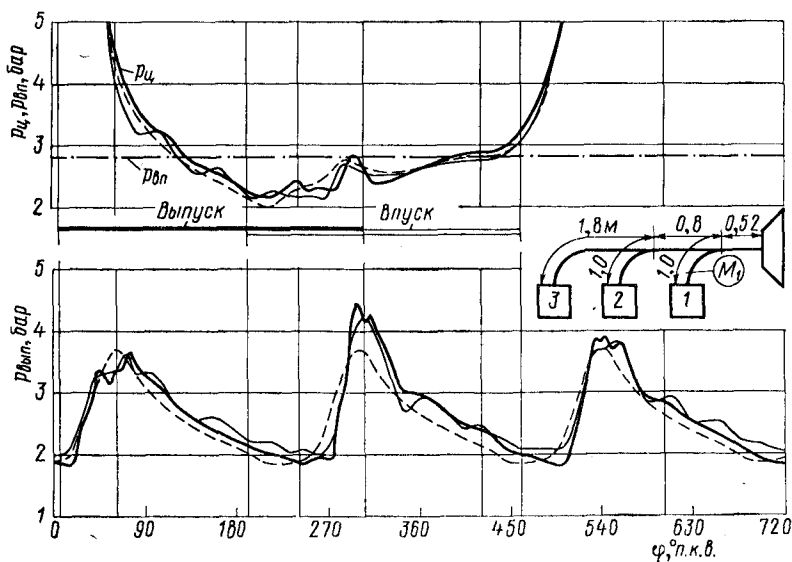


Рис. 6.29. Сравнение результатов расчета и измерения протекания давления в цилиндре ($p_{ц}$) и за цилиндром I ($p_{вп}$) [6.10]; двигатель MAN типа R6V52/55, $p_e = 17,9$ кгс/см², $n = 430$ об/мин:

— — данные измерений; — — — данные расчета методом характеристик; — — — данные расчета квазистатическим методом; — — — давление на впуске цилиндра ($p_{вп}$)

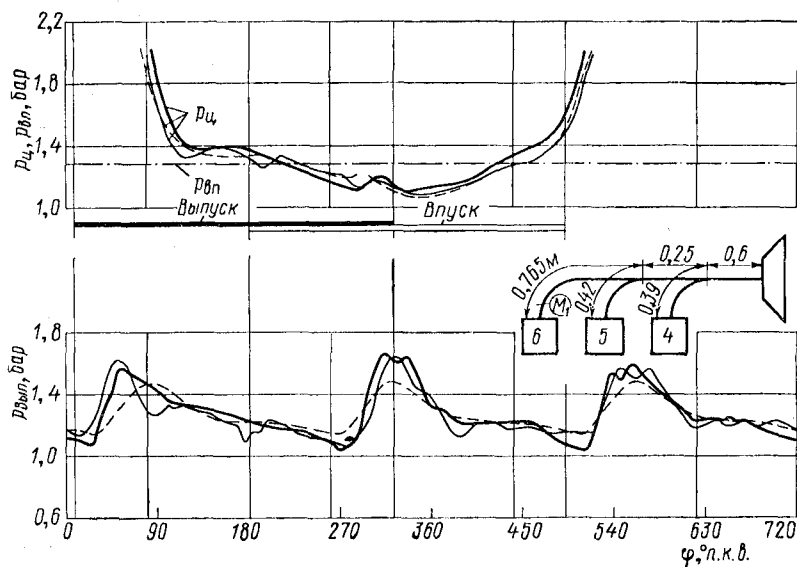


Рис. 6.30. Сравнение результатов расчета и измерения давления в цилиндре ($p_{ц}$) и за цилиндром 6 ($p_{вп}$) [6.10]; двигатель MAN типа V6V23/23TL, $p_e = 5 \text{ кгс/см}^2$, $n = 1500 \text{ об/мин}$. Прочие обозначения соответствуют рис. 6.29

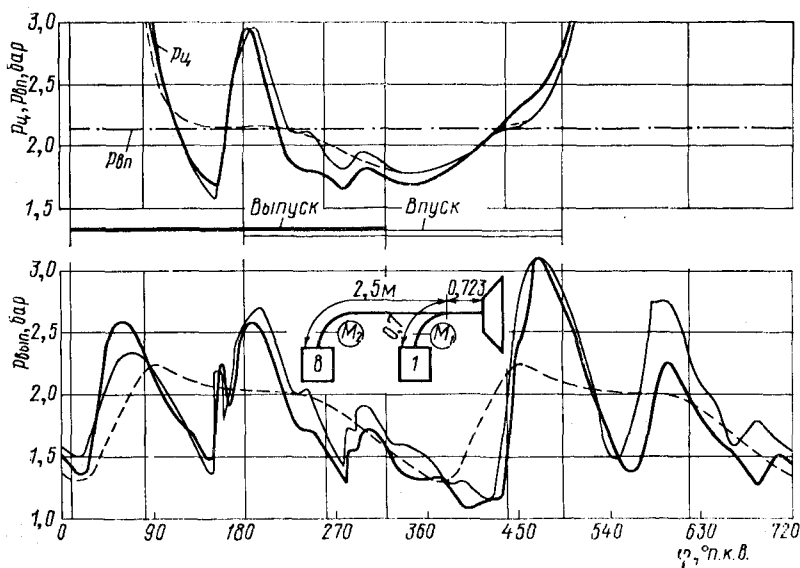


Рис. 6.31. Сравнение результатов расчета и измерения давления в цилиндре ($p_{ц}$) и за цилиндром 8 ($p_{вп}$) [6.10]; двигатель MAN типа V8V23/23TL, $p_e = 13 \text{ кгс/см}^2$, $n = 1500 \text{ об/мин}$. Прочие обозначения соответствуют рис. 6.29

Т а б л и ц а 6.2. Сравнение результатов расчета методом характеристик и квазистатическим методом с результатами измерений.
Десятицилиндровый V-образный двигатель с $n = 428$ об/мин
и $p_e = 18$ кгс/см²; система импульсного турбонаддува,
создающая два импульса (A_1 , A_4) и один импульс (A_3) в коллекторе

Параметр	Результаты расчета методом характеристик (в числителе) и квазистатическим методом (в знаменателе)				Результат измерения
	Цил. A_3	Цил. A_1	Цил. A_4	Среднее арифмети- ческое	
Среднее индикаторное давление p_i , кгс/см ²	$\frac{19,38}{19,47}$	$\frac{19,57}{19,68}$	$\frac{19,35}{18,94}$	$\frac{19,43}{19,36}$	19,7
Удельный расход воз- духа на рабочий цикл $g_{вц}$, г	$\frac{445,40}{448,70}$	$\frac{441,11}{446,01}$	$\frac{425,26}{413,71}$	$\frac{437,25}{436,14}$	444
Максимальное давлe- ние сгорания p_z , бар	$\frac{118,10}{118,10}$	$\frac{118,17}{118,00}$	$\frac{118,04}{117,90}$	$\frac{118,10}{118,00}$	118

выпусков от трех цилиндров (рис. 6.30) сходимость между расчетными и опытными данными для обоих методов несколько хуже, но все же метод наполнения — выпуска дает еще достаточный результат.

3. У двигателя с $n = 1500$ об/мин и симметричным объединением в каждую ветвь выпускного трубопровода выпусков от двух цилиндров расчет методом наполнения — выпуска дает неудовлетворительную, а методом характеристик — хорошую сходимость с экспериментальными данными.

Как следует из табл. 6.2, 6.3 и 6.4, метод наполнения—выпуска, несмотря на расхождения в характере изменения давления, очень хорошо воспроизводит и в случае высокооборотных двигателей такие термодинамические параметры, как среднее индикаторное давление p_i , массовый расход воздуха G_a и максимальное давление сгорания; только при объединении выпусков от каждых двух цилиндров расчет методом характеристик для высокооборотного двигателя дает несколько лучшую сходимость с измерением. Отсюда можно заключить, что для практического расчета турбокомпрессора и для исследования влияния определенных конструктивных изменений и режима работы вполне пригоден метод наполнения — выпуска и для высокооборотных двигателей. Только при решении специальных проблем, когда играет большую роль действительное протекание давления в выпускном коллекторе, необходимо применять более сложный метод расчета. Такими специальными проблемами могут быть, например,

Т а б л и ц а 6.3. Сравнение результатов расчета методом характеристик и квазистатическим методом с результатами измерений.
 Двенадцатицилиндровый V-образный двигатель с $n = 1500$ об/мин
 и $p_e = 5$ кгс/см; система импульсного турбонаддува,
 создающая три импульса в коллекторе

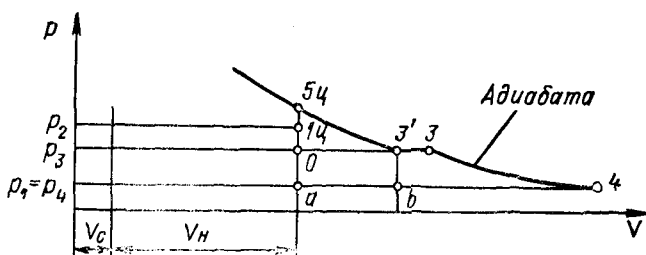
Параметр	Результаты расчета методом характеристик (в числителе) и квазистатическим методом (в знаменателе)				Результат измерения
	Цил. A_1	Цил. A_3	Цил. A_6	Среднее арифметическое	
Среднее индикаторное давление p_i , кгс/см ²	$\frac{6,72}{6,70}$	$\frac{6,70}{6,69}$	$\frac{6,72}{6,72}$	$\frac{6,71}{6,70}$	6,7
Удельный расход воз- духа на рабочий цикл $g_{вц}$, г	$\frac{14,79}{13,64}$	$\frac{14,65}{13,62}$	$\frac{14,46}{13,44}$	$\frac{14,63}{13,57}$	14,15
Максимальное давле- ние сгорания p_z , бар	$\frac{42,81}{42,70}$	$\frac{42,70}{42,70}$	$\frac{42,75}{42,70}$	$\frac{42,75}{42,70}$	43,00

Т а б л и ц а 6.4. Сравнение результатов расчета методом характеристик и квазистатическим методом с результатами измерений.
 (Шестнадцатицилиндровый V-образный двигатель с $n = 1500$ об/мин
 и $p_e = 13$ кгс/см²; система импульсного турбонаддува,
 создающая два импульса в коллекторе)

Параметр	Результаты расчета методом характеристик (в числителе) и квазистатическим методом (в знаменателе)					Резуль- тат измере- ния
	Цил. A_1	Цил. A_8	Цил. A_4	Цил. A_5	Среднее арифме- тическое	
Среднее инди- каторное давление p_i , кгс/см ²	$\frac{14,89}{15,16}$	$\frac{14,94}{15,15}$	$\frac{14,74}{15,15}$	$\frac{14,95}{15,15}$	$\frac{14,88}{15,15}$	14,9
Удельный расход воздуха на рабочий цикл $g_{вц}$, г	$\frac{22,29}{24,37}$	$\frac{24,25}{24,37}$	$\frac{22,28}{24,39}$	$\frac{25,05}{24,39}$	$\frac{23,47}{24,38}$	23,4
Максимальное давление сгорания p_z , бар	$\frac{96,79}{97,05}$	$\frac{96,79}{97,05}$	$\frac{97,07}{97,05}$	$\frac{97,08}{97,05}$	$\frac{97,04}{97,05}$	97,1

7. НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ, СВЯЗАННЫЕ С НАДДУВОМ

Для расчета мощности турбины необходимо знать температуру выпускных газов на входе в нее. Выпуск газов из цилиндра является сложным газодинамическим процессом, при котором



давление, температура и скорость газов в трубопроводе непрерывно изменяются. При шаговом расчете кругового процесса (см. п. 6.2.6) масса и температура газов, поступающих в выпускной трубопровод, рассчитываются для каждого шага, причем посредством интегрирования может быть найдена средняя температура выпускного газа. Рассмотрим теперь этот процесс в предположении, что давление в выпускном трубопроводе остается постоянным и что в конце хода выталкивания во всем выпускном коллекторе температура одинакова. Выпускные газы расширяются от давления, соответствующего точке $5c$, до давления p_3 перед турбиной (рис. 7.1).

102

С целью упрощения состояние, соответствующее концу расширения в цилиндре (5 $ц$), в последующем будем обозначать только индексом $ц$ (цилиндр). В случае совершенного двигателя (при отсутствии потерь теплоты в стенке) процесс выпуска можно разбить на следующие частичные процессы (рис. 7.2 [7.1]).

1. При открытии выпускного клапана (в случае идеального двигателя это происходит бесконечно быстро при положении порш-

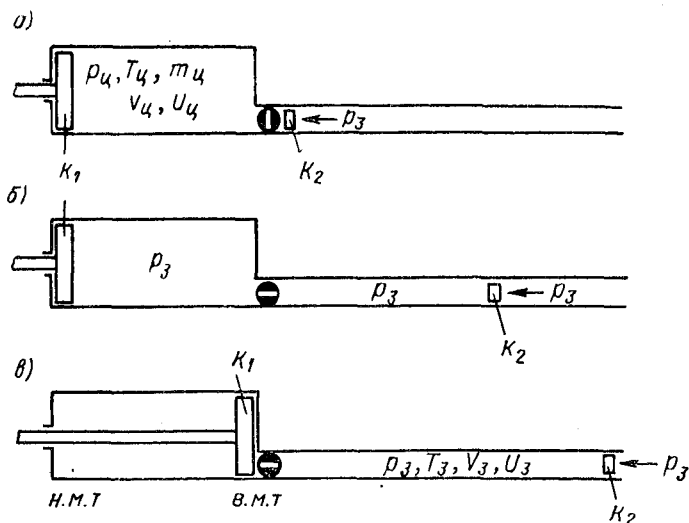


Рис. 7.2. Схема процесса выпуска для определения теоретической температуры выпускных газов

ня в нижней мертвой точке) часть отработавшего газа устремляется из цилиндра в выпускной трубопровод. Заряд в цилиндре охлаждается при этом изоэнтропийно, высвобождающаяся вследствие этого работа затрачивается на придание потоку скорости в сечении выпускного клапана. В выпускном трубопроводе энергия скорости вследствие завихрений вновь преобразуется в теплоту. В качестве эквивалентного процесса представим себе, что перед открытием выпускного клапана в выпускном трубопроводе непосредственно к клапану примыкает поршень K_2 , нагруженный давлением p_3 (рис. 7.2, а).

2. При открытии выпускного клапана поршень K_2 при еще неподвижном рабочем поршне K_1 передвигается вправо до тех пор, пока в цилиндре не установится давление p_3 (рис. 7.2, б). Промежуточное положение поршня K_2 на рис. 7.2, б в данном случае нас не интересует.

3. Затем рабочий поршень K_1 перемещается из левой (нижней) в правую (верхнюю) мертвую точку, а поршень K_2 еще дальше вправо (рис. 7.2, в). Все содержимое цилиндра теперь находится в выпускном трубопроводе и после перемешивания принимает

состояние, характеризующееся параметрами p_3 , V_3 , T_3 . При перетекании и движении газа по трубопроводу поршень K_2 под воздействием газа совершает работу $p_3 V_3$. Для выталкивания газа из цилиндра затрачивается работа, совершаемая поршнем K_1 , она равна $p_3 V_u$. В соответствии с этим суммарная работа, произведенная газом, составит $p_3 (V_3 - V_u)$. Так как отсутствует преобразование теплоты, то согласно первому закону термодинамики можно записать

$$U_u = U_3 + p_3 (V_3 - V_u). \quad (7.1)$$

Если допустить, что в цилиндре нет остаточных газов, то массы газа в левой и правой частях уравнения равны, и, отнеся их к 1 кг, получим

$$u_u = u_3 + p_3 (v_3 - v_u).$$

Так как $u = i - pv$, то, следовательно:

$$\begin{aligned} i_u - p_u v_u &= i_3 - p_3 v_3 + p_3 (v_3 - v_u); \\ i_u - i_3 &= p_u v_u - p_3 v_u = p_u v_u \left(1 - \frac{p_3}{p_u}\right). \end{aligned} \quad (7.2)$$

Для идеального газа справедливо равенство $i_u - i_3 = c_p (T_u - T_3)$, отсюда:

$$\begin{aligned} T_u - T_3 &= \frac{RT_u}{c_p} \left(1 - \frac{p_3}{p_u}\right) = \frac{k-1}{k} T_u \left(1 - \frac{p_3}{p_u}\right); \\ T_3 &= T_u \left[1 - \frac{k-1}{k} \left(1 - \frac{p_3}{p_u}\right)\right]. \end{aligned} \quad (7.3)$$

При $k = 1,3$; $T_u = 1200$ К и $p_3/p_u = 1/4$ определим

$$T_3 = 1200 \left[1 - \frac{0,3}{1,3} \left(1 - \frac{1}{4}\right)\right] = 992 \text{ К},$$

в то время как для адиабатного расширения от температуры 1200 К получается

$$T'_3 = T_u \left(\frac{p_3}{p_u}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1200 \left(\frac{1}{4}\right)^{0,231} = 871 \text{ К}.$$

В реальном случае, однако, имеют место значительные потери теплоты выпускных газов в охлаждаемом выпускном канале крышки цилиндра (в связи с высокой скоростью потока) [7.2], а также потери теплоты в неохлаждаемом, но не полностью теплоизолированном выпускном трубопроводе и в газоподводящем корпусе турбины. С учетом этих потерь теплоты можно приближенно определить температуру адиабатного расширения на входе в турбину [7.3] по выражению

$$T_3 \approx T_u \left(\frac{p_3}{p_u}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (7.4)$$

7.2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ВОЗМОЖНОСТЬ ПОЛНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАБОТЫ РАСШИРЕНИЯ ГАЗОВ ОТ ДАВЛЕНИЯ, СООТВЕТСТВУЮЩЕГО КОНЦУ РАСШИРЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ, ДО ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ ЗА ДВИГАТЕЛЕМ

Работа, которая может быть получена при полном расширении выпускных газов до давления окружающей среды (вертикально заштрихованная площадь $04c$ на рис. 7.3), зависит от давления

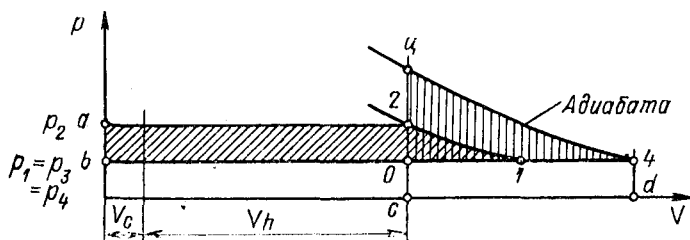


Рис. 7.3. Теоретическая p — V -диаграмма работы компрессора (наклонная штриховка) и работы расширения выпускных газов (вертикальная штриховка)

и температуры в точке c . Она составляла в двух практических примерах, рассчитанных для состояния конца расширения в цилиндре (дизель без наддува и дизель с высоким наддувом), соответственно 6,8 и 18,2% от теплоты, подведенной с топливом, что соответствует 18 и 43,7% теплоты, преобразованной в полезную работу.

7.2.1. Полное преобразование в кинетическую энергию при отсутствии противодавления на выпуске

Предполагается, что при идеальном процессе выпуска, т. е. в случае равенства противодавления на выпуске двигателя и внешнего давления (см. п. 6.2.2), вся энергия выпускных газов может быть использована в чисто активной турбине. Процесс, в котором отсутствуют потери, изображен на рис. 7.3.

Состояние, соответствующее концу расширения в цилиндре, здесь также обозначено индексом c . Работа расширения, соответствующая площади вертикально заштрихованного треугольника $04c$, может быть затрачена на получение работы компрессора L_k , которой соответствует наклонно заштрихованная площадь $12ab$. Выталкивание газов из цилиндра осуществляется под давлением p_4 , т. е. теоретически без затрат работы. Работа, соответствующая треугольной площади, $H_{угр}$ рассчитывается путем вычитания из изэнтропийной работы расширения (площадь под

линией *цд*) работы, соответствующей площади четырехугольника *04dc*.

Для 1 кг справедливо уравнение:

$$H_{цтр} = \int_{ц}^4 p dv - p_4 (v_4 - v_{ц}). \quad (7.5)$$

При $p_4 v_4^k = p_{ц} v_{ц}^k$ или соответственно $v_4 = v_{ц} \left(\frac{p_{ц}}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}}$ получим

$$H_{цтр} = \frac{p_{ц} v_{ц}}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{ц}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - p_4 v_{ц} \left[\left(\frac{p_{ц}}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right],$$

откуда, заменив $v_{ц}$ из уравнения состояния $v_{ц} = RT_{ц}/p_{ц}$, найдем

$$H_{цтр} = \frac{RT_{ц}}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{ц}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - p_4 \frac{RT_{ц}}{p_{ц}} \left[\left(\frac{p_{ц}}{p_4} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]. \quad (7.6)$$

Приводимый ниже пример рассчитывается для идеального газа (воздуха) при следующих параметрах: $T_{ц} = 1200^\circ \text{K}$; $p_{ц} = 8 \text{ бар} = 8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $p_4 = 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2$; $R = 287 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$; $c_p = 1005 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$; $k = 1,4$; $p_2 = 2 \text{ бар} = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Тогда

$$\begin{aligned} H_{цтр} &= \frac{287 \cdot 1200}{0,4} \left[1 - \left(\frac{1}{8} \right)^{0,286} \right] - \frac{287 \cdot 1200}{8} [8^{0,714} - 1] = \\ &= 3,85 \cdot 10^5 - 1,47 \cdot 10^5 = 2,38 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

Изоэнтروпийная работа сжатия 1 кг воздуха при $T_1 = 293 \text{ K}$ от 1 до 2 бар составит

$$\begin{aligned} H_{кэд} &= c_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 1005 \cdot 293 [1 - 2^{0,286}] = \\ &= -0,65 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}. \end{aligned}$$

Несмотря на то, что $H_{кэд}$ при этом составляет только 27% от теоретически располагаемой работы расширения $H_{цтр}$, едва ли возможно при высоком уровне потенциальной энергии в точке *ц* достичь таким путем баланса мощностей компрессора и турбины, даже если энергия выпускных газов переносилась бы к турбине не в виде чистой скоростной волны, а в виде волны давления и скорости. Надкритический и затем значительно изменяющийся перепад давлений в выпускном органе приводит к низким к. п. д. преобразования потенциальной энергии в кинетическую в выпускном органе, транспортировки энергии в трубопроводе и преобразования ее в турбине.

Баланс эффективных мощностей компрессора и турбины и необходимый для разгона турбокомпрессора избыток мощности турбины могут быть достигнуты только при низком исходном уровне, т. е. также при очень низком давлении наддува, так как при этом разница между располагаемой энергией на стороне выпуска и теоретическим напором компрессора с самого начала намного больше, а перепад в выпускном органе также с самого начала ниже, т. е. не так долго является надкритическим. Поясним это на следующем примере. Пусть давление в цилиндре $p_{ц}$ в конце процесса расширения составляет 4,2 бар, т. е. давление, которое практически достигается без применения наддува. Пусть также температура в этой точке равняется 1200 К. Тогда располагаемую энергию, соответствующую площади треугольника $0ц4$ на рис. 7.3, найдем по уравнению (7.6)

$$H_{цтр} = \frac{287 \cdot 1200}{0,4} \left[1 - \left(\frac{1}{4,2} \right)^{0,286} \right] - \frac{287 \cdot 1200}{4,2} [4,2^{0,714} - 1] =$$

$$= 2,90 \cdot 10^5 - 1,47 \cdot 10^5 = 1,43 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Если предположить, что давление p_2 должно составлять также только 1/4 от давления $p_{ц}$, т. е. 1,05 бар, то адиабатный напор компрессора получится равным

$$H_{кад} = 1005 \cdot 293 [1 - 1,05^{0,286}] = -0,0414 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

Это составит лишь около 3% от располагаемой энергии; таким образом, даже при очень низком к. п. д. может быть обеспечен избыток мощности турбины; к тому же практически часть располагаемой энергии переносится к турбине в виде волны давления.

7.2.2. Подпор до давления, соответствующего концу расширения в цилиндре, выталкивающим действием поршня

Второй метод теоретически полного использования работы расширения, соответствующей площади треугольника, применимый только для четырехтактных двигателей, заключается в том, что выпускные газы за счет выталкивающего действия поршня подводятся к турбине при давлении, соответствующем концу расширения. Вследствие этого суммарная работа расширения $H_{тад}$, соответствующая площади $ц4bc$ на рис. 7.4, может быть использована для получения полезной мощности в турбине. Необходимо иметь в виду, что на выталкивание выпускных газов из цилиндра затрачивается работа, соответствующая площади $сц0b$ (на рис. 7.4 показана штриховкой крест-накрест).

Изоэнтروпийный теплоперепад в турбине определяется по уравнению

$$H_{\text{тад}} = c_p T_{\text{ц}} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{\text{ц}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (7.7)$$

а (отрицательная) работа выталкивания, отнесенная к 1 кг

$$H_{\text{выт}} = (p_4 - p_3) v_{\text{ц}} = (p_4 - p_3) \frac{RT_{\text{ц}}}{p_{\text{ц}}}. \quad (7.8)$$

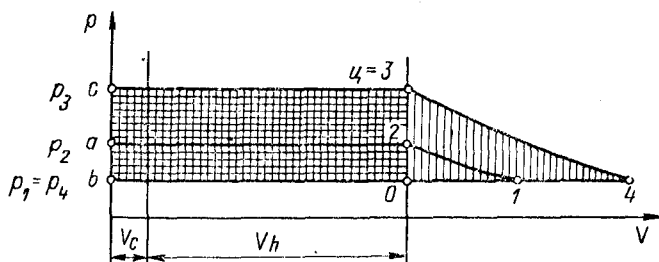


Рис. 7.4. Теоретическая p — V -диаграмма газообмена четырехтактного двигателя с подпором до давления, соответствующего концу расширения в цилиндре

Для тех же, что и в предыдущем примере (см. п. 7.2.1), значений получается:

$$H_{\text{тад}} = 1005 \cdot 1200 \left[1 - \left(\frac{1}{8} \right)^{0,286} \right] = 5,40 \cdot 10^5;$$

$$H_{\text{выт}} = (1 - 8) \frac{287 \cdot 1200}{8} = - 3,02 \cdot 10^5;$$

$$H_{\text{цтр}} = H_{\text{тад}} - H_{\text{выт}} = (5,40 - 3,02) 10^5 = 2,38 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг},$$

что идентично непосредственному расчету площади треугольника. Реализация второго способа также имеет свои трудности, поскольку как работа в турбине, так и работа выталкивания сопряжены с потерями. Если, например, $H_{\text{тад}}$ умножить на к. п. д. равный 0,7 (произведенная работа), а $H_{\text{выт}}$ разделить на 0,8 (затраченная работа), то избытка энергии уже не будет. К этому добавляется и то, что остаточные газы с высоким давлением p_3 при расширении ухудшают наполнение цилиндра, если только они не удаляются через специальный клапан. Однако если они выпускаются наружу, то работа расширения теряется. По этой причине выталкивание газов под давлением, соответствующим концу расширения в цилиндре, ни в коей мере не является оптимальным. Но несколько более высокое давление, чем давление наддува (т. е. $p_{\text{ц}} > p_3 > p_2$), возможно на четырехтактных двига-

телях, причем в этом случае мощность турбины становится больше мощности компрессора; избыток мощности может быть использован для повышения эффективной мощности.

7.3. МОЩНОСТЬ, ЗАТРАЧИВАЕМАЯ НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА

7.3.1. Выражение мощности компрессора через среднее давление, отнесенное к площади поршня двигателя

Между мощностью и средним эффективным давлением имеет место следующая зависимость:

$$p_e = \frac{N_e i}{n V_h}, \quad (7.9)$$

где i — число оборотов на осуществление рабочего цикла; $i = 1$ для двухтактных и $i = 2$ для четырехтактных двигателей.

Точно так же можно отнести и эффективную мощность компрессора N_k к площади поршня двигателя

$$p_{mk} = \frac{N_k i}{n V_h}. \quad (7.10)$$

Как было показано выше, мощность компрессора находится по уравнению

$$N_k = \frac{1}{\eta_k} G_b H_{k,ад} = \frac{1}{\eta_k} G_b T_1 R \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (7.11)$$

Массовый расход воздуха через двигатель, можно выразить формулой

$$G_b = \frac{V_h n \rho_1 \varphi_{a1}}{i},$$

причем плотность воздуха ρ_1 и коэффициент продувки φ_{a1} относятся к состоянию на впуске. Отсюда можно записать:

$$G_b = \frac{V_h n \varphi_{a1} p_1 / R T_1}{i}; \quad (7.12)$$

$$\begin{aligned} p_{mk} &= \frac{V_h n \varphi_{a1} \frac{p_1}{R T_1} R T_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] i}{i \eta_k n V_h} = \\ &= 3,5 \frac{p_1 \varphi_{a1}}{\eta_k} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (7.13)$$

Так как при $k = 1,4$ (для воздуха) $\frac{k}{k-1} = 3,5$, единицы измерения величин V_h , n , R и T_1 сокращаются, а φ_{a1} и η_k — величины

безразмерные, то в этом уравнении p_{mk} имеет ту же единицу измерения что и p_1 .

Если выражение $p_1 \varphi_{a1} / \eta_k$ обозначить через постоянную c , то можно графически представить p_{mk} в зависимости от p_2/p_1 для различных значений c (рис. 7.5).

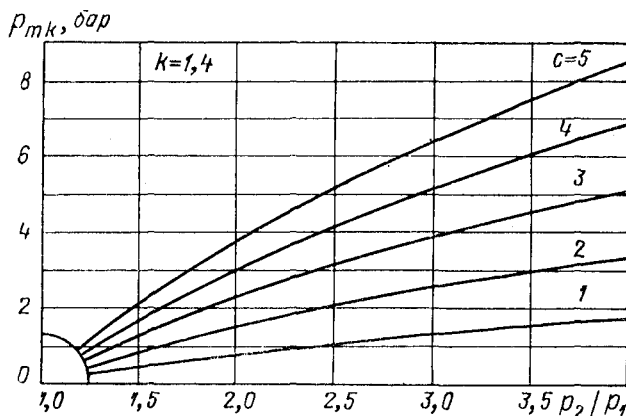


Рис. 7.5. Определение мощности компрессора при $p_1 = 1$ бар, выраженной как среднее эффективное давление двигателя

7.3.2. Различия в удельном расходе топлива двигателя при механическом и газотурбинном наддуве

Сравнение экономичности двигателя при механическом и газотурбинном наддуве проведем при равенстве давления наддува и температуры наддувочного воздуха (и, следовательно, равенстве плотности наддувочного воздуха ρ_1) для обеспечения равного среднего индикаторного давления, а также при приблизительно равном избытке воздуха для сгорания в цилиндре и примерно равном массовом расходе воздуха, что достигается подбором фаз газораспределения для получения одинаковых термических напряжений. При этом равной будет и мощность компрессора.

При механическом наддуве мощность для привода компрессора снимается с коленчатого вала двигателя, вследствие чего мощность двигателя уменьшается на эту величину, а при газотурбинном наддуве — нет.

Рассмотрим по отдельности четырехтактный и двухтактный двигатели.

В четырехтактном двигателе часть мощности, затрачиваемой на привод компрессора, компенсируется за счет петли газообмена; в случае механического наддува благодаря большей разности давления $p_2 - p_3$ этот выигрыш больше. Приближенно можно считать, что характер изменения давления в ци-

линдре во время хода всасывания при равном давлении наддува остается одинаковым для обоих способов наддува, а во время хода выталкивания сдвигается в соответствии с величиной противодавления [7.4]. Последнее является весьма приближенным для импульсного наддува в связи с большими колебаниями давления выпускных газов перед турбиной; в этом случае кривая протекания среднего давления в выпускном тракте в зависимости от пути поршня во время хода выпуска чаще всего располагается несколько ниже, чем кривая изменения давления $p_{зт}$ по времени. Если обозначить через $p_{е тк}$ среднее эффективное давление двигателя с турбокомпрессором и через $p_{е мк}$ — среднее эффективное давление двигателя с механическим компрессором, то для равного давления наддува и равного массового расхода воздуха можно выразить разность между этими двумя давлениями следующим образом:

$$\Delta p_e = p_{е тк} - p_{е мк} \approx p_{мк} - (p_{з тк} - p_{з мк}), \quad (7.14)$$

где $p_{з тк} - p_{з мк}$ — разность противодавлений на выпуске двигателя.

При $p_{з мк} \approx p_1$ $\Delta p_e = p_{мк} - p_{з тк} + p_1$.

Процентная разность эффективного давления (или мощности при равной частоте вращения), которая в связи с одинаковым в обоих случаях абсолютным количеством топлива (равное p_i) равна разнице в удельном расходе топлива, запишется как

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} \sim \frac{\Delta p_e}{p_e} = \frac{\Delta g_e}{g_e} \approx \frac{p_{мк} - p_{з тк} + p_1}{p_{е тк}}. \quad (7.15)$$

Мощность компрессора значительно увеличивается с повышением степени наддува вследствие возрастания коэффициента продувки и давления наддува. При определенных принятых значениях коэффициента продувки, давления наддува и к. п. д. для четырехтактных дизелей получаются следующие отнесенные к площади поршня средние давления компрессора и следующие различия между механическим и газотурбинным наддувом:

$p_{е тк}$, бар	9	11	14	16	18
$p_{мк}$, бар	0,7	1,3	2,4	3,75	5,3
N_k/N_e , %	7,8	11,8	17	23,4	30
$\frac{\Delta p_e}{p_{е тк}}; \frac{\Delta g_e}{g_{е тк}}$, %	4,5	8	13	17	23

Как следует из этой таблицы, при среднем эффективном давлении 18 бар мощность компрессора составляет уже около 30 % от мощности двигателя. Однако разница в мощности между механическим и газотурбинным наддувом меньше ($\approx 23\%$), так как при механическом наддуве вследствие большей разности давлений на впуске и на выпуске двигателя обеспечивается и большая доля мощности на привод компрессора за счет петли газообмена, чем в случае турбонаддува. Столь высокий наддув

с механическим компрессором в практике не применяется, поскольку, во-первых, среднее эффективное давление понизилось бы с 18 до приблизительно 14 бар, а, во-вторых, удельный расход топлива ухудшился бы по сравнению с двигателем, оснащенным турбокомпрессором, на 23%.

При работе двухтактного двигателя практически не используется петля газообмена для покрытия мощности на привод компрессора, так как газообмен осуществляется вблизи от нижней мертвой точки при сравнительно малых перемещениях поршня. При высоком давлении наддува необходимо было бы применять дросселирование на выпуске двигателя для того, чтобы вместе с высоким давлением наддува обеспечить высокую степень наполнения, т. е. сохранять в допустимых пределах количество продувочного воздуха. При этом двухтактный двигатель имеет больший удельный расход воздуха (расход воздуха на кВт·ч) в связи с большими затратами воздуха на продувку. По этим двум причинам (больший расход воздуха, отсутствие выигрыша за счет положительной работы насосных ходов) механический наддув не представляет интереса для двухтактных двигателей. Потери мощности на привод компрессора слишком велики, механический компрессор применяется здесь практически только для продувки. У крупного двухтактного судового дизеля с турбонаддувом, имеющего, например, $p_c = 10$ бар, мощность на привод механического компрессора составит уже около 25% от мощности двигателя. Применение механического наддува с необходимым дросселированием на выпуске для обеспечения нужного наполнения позволило бы достичь на двигателе при равном давлении наддува только $p_c = 7,5$ бар при увеличении расхода топлива на 25%. Естественно, использование механического наддува здесь является нецелесообразным.

7.4. ВЛИЯНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Возрастание температуры воздуха или заряда в компрессоре зависит от степени повышения давления, к. п. д. компрессора и теплообмена со стенками, т. е. от конструкции компрессора. При высоких степенях повышения давления температура на впуске двигателя может принимать высокие значения (если не применяется охлаждение наддувочного воздуха), что отрицательно влияет на двигатель с двух точек зрения.

1. Для наполнения цилиндра определяющей является плотность заряда на впуске

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2 R T_1}{R T_2 p_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n}. \quad (7.16)$$

Из приведенного выражения видно, что повышение плотности при определенных условиях может быть значительно меньше, чем повышение давления; только в случае изэнтропийного сжатия при $n = 1$ отношение плотностей равно отношению давлений.

2. С повышением температуры наддувочного воздуха значительно возрастает термическая напряженность двигателя, так как

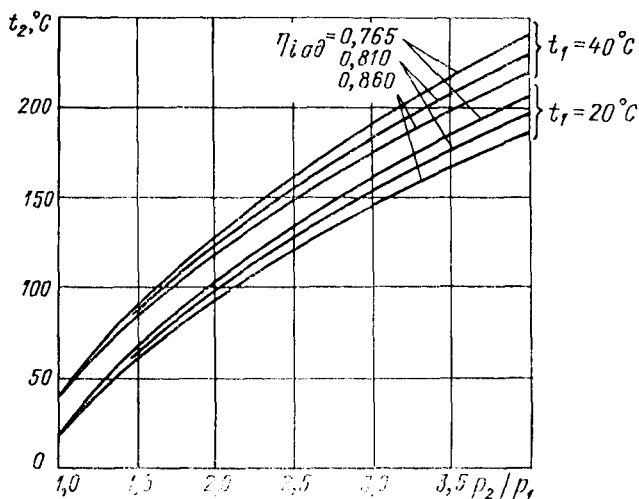


Рис. 7.6. Зависимость температуры t_2 на выходе из компрессора от степени повышения давления p_2/p_1 , температуры на входе t_1 и адиабатного к. п. д. компрессора $\eta_{\text{к.д.}}$

общий температурный уровень рабочего цикла зависит от температуры начала сжатия в цилиндре, т. е. в первую очередь от температуры воздуха на впуске.

Поэтому на двигателях с наддувом охлаждение наддувочного воздуха, которое было предложено еще Рудольфом Дизелем, является важнейшим и простейшим средством увеличения мощности, которое тем эффективнее, чем выше степень повышения давления в компрессоре. Наряду с уменьшением потерь теплоты и улучшением механического к. п. д. (более высокая мощность без повышения уровня давления) охлаждение наддувочного воздуха способствует также снижению удельного расхода топлива. Из табл. 7.1 видно, как изменяется температура воздуха в компрессоре лопаточного типа (теплоотводом в компрессоре пренебрегаем) в зависимости от температуры всасываемого воздуха, к. п. д. компрессора и степени повышения давления; на рис. 7.6 приведены соответствующие температуры на выходе из компрессора.

Если вода, используемая в качестве охлаждающей жидкости, имеет температуру окружающей среды, то охлаждение наддувочного воздуха выгодно применять уже при степенях повышения

**Т а б л и ц а 7.1. Повышение температуры $\Delta T = T_2 - T_1$
в компрессоре при политропном сжатии (К)**

η_{iad}	T_1	p_2/p_1					
		1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0,765	293	46,5	84	115	142	165,5	187
	313	50	90	124	152	177	200
0,81	293	44,5	79,5	108,5	134	156,5	177
	313	48	85	116,5	143	167	189
0,86	293	42,5	75	102,5	126	147	167
	313	45	80	109	134,5	157	179

давления 1,5 : 1; при степенях повышения давления, превышающих 2,0, учитывая термическую напряженность двигателя и связанную с ней эксплуатационную надежность, применение охлаждения наддувочного воздуха является необходимым.

Использование воды в качестве охлаждающей среды для охладителя наддувочного воздуха в большинстве случаев позволяет без слишком высоких затрат осуществлять охлаждение воздуха до температурного уровня, лишь на несколько градусов превышающего среднюю температуру воды. В табл. 7.2 показаны результаты измерений температур воды и воздуха, а также отведенных количеств теплоты на некоторых дизелях с наддувом.

Как следует из табл. 7.2, температура воздуха за охладителем лишь на несколько градусов выше (см. строки 6 и 11, в особенности графы 3 и 6), чем температура воды на входе в него. При этом вода, как правило, подводится перекрещивающимся потоком по отношению к воздуху, так что температура воздуха на выходе приближается к температуре воды на выходе. Кроме того, из значений температуры, указанных в графах 4 и 5 таблицы, можно заключить, что охладитель наддувочного воздуха у приведенного здесь среднеоборотного судового дизеля меньше, чем у двух других двигателей. Разумеется, при этом следует иметь в виду, что при высоких степенях повышения давления часто умышленно ограничивают охлаждение наддувочного воздуха, принимая во внимание недопустимость достижения температуры точки росы. Отметим уже здесь, что применение воздуха в качестве охлаждающей среды также позволяет осуществлять охлаждение наддувочного воздуха до температур, приблизительно на 15° С превышающих температуру окружающей среды, см. п. 11.1.2. В работе [7.5] указывается на возрастание преимуществ использования охлаждения наддувочного воздуха типа «воздух/воздух»

на автомобильных двигателях при применении новой технологии обработки легких металлов.

Как показывает опыт, на величину количества теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха, уменьшается отвод теплоты через стенки цилиндра. Иногда теплота, забираемая охладителем наддувочного воздуха, при высокой степени наддува даже больше, чем теплота, отводимая через детали, образующие камеру сгорания (табл. 7.2, строки 13 и 14, графы 4 и 5). Сумма этих величин у различных двигателей с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха отличается мало (см. строку 15). Это является важным при анализе затрат на охладитель. Естественно,

Т а б л и ц а 7.2. Примеры влияния охлаждения наддувочного воздуха на параметры дизелей с наддувом

№ п/п	Параметры	Четырехтактные дизели			Двух- тактный дизель судовой мало- оборотный
		тепло- возный	судовой средне- оборотный		
			в нормаль- ных условиях	в усло- виях тропиков	
1	2	3	4	5	6
1	Охлаждающая среда для охладителя	Вода	Забортная вода		
2	Охлаждение охлаждающей среды	Воздух	—	—	—
3	Цилиндровая мощность, кВт	153	736	736	2670
4	Частота вращения, об/мин	1500	430	430	106
5	Среднее эффективное давление, бар	12,9	17,6	17,6	10,2
6	Температура воды на входе в охладитель, °С	55	18,5	32,5	31
7	Температура воды на выходе из охладителя, °С	60	26,5	40,5	38,5
8	Степень повышения давления в компрессоре	2,2	2,84	2,79	2,08
9	Температура воздуха на входе в ТК, °С	24	27	44,5	29
10	Температура воздуха на выходе из ТК, °С	127	172	190	117
11	Температура воздуха на выходе из охладителя, °С	65	48	57	39
12	Удельный расход воздуха, кг/(кВт·ч)	6,46	8,45	7,78	9,85
13	Теплота, отводимая в охладителе наддува воздуха *, %	5,2	12,2	11,55	8,06
14	Теплота, отводимая от поршня, втулки и крышки *	15,5	10,6	11,0	13,60
15	Сумма * из пп. 13 и 14	20,7	22,8	22,55	21,66

* В % от теплоты, подводимой с топливом.

* В % от теплоты, подводимой с топливом.

общие затраты на охлаждение у двигателя с охлаждением наддувочного воздуха будут больше, так как он имеет большую мощность и охладитель для обеспечения низких температур наддувочного воздуха должен работать при более низкой разности температур между охлаждающей средой и воздухом на выходе из охладителя; однако затраты не настолько выше, как это можно было бы предположить исходя только из количества теплоты, отводимой посредством охладителя.

Ориентировочно можно считать, что при равном давлении наддува и понижении температуры наддувочного воздуха на 10°C увеличение плотности воздуха составляет около 3%. Благодаря этому можно при постоянном коэффициенте избытка воздуха и постоянном удельном расходе топлива повысить мощность на 3%. Но так как при более низкой температуре удельный расход топлива улучшается (эмпирически найденные значения составляют приблизительно 0,5% на 10°C понижения температуры), то повышение мощности при том же коэффициенте избытка воздуха составит даже около 3,5%. Для остающейся неизменной термической напряженности (характеризуемой температурой деталей, образующих камеру сгорания) иногда благодаря снижению температуры наддувочного воздуха возможно даже еще большее повышение мощности, чем это соответствует постоянному коэффициенту избытка воздуха. Так, например, из измерений температуры поршня на одноцилиндровом опытном двигателе в зависимости от температуры воздуха на впуске при равной мощности, с одной стороны, и в зависимости от мощности при равной температуре на впуске, с другой стороны, следует [7.6], что с понижением температуры воздуха на 10°C возможно увеличение мощности на 5% при равной температуре поршня.

Влияние температуры наддувочного воздуха на тепловую напряженность и удельный расход топлива можно с большой вероятностью предсказать на основе расчета рабочего цикла. В табл. 7.3 приведены результаты расчетов, выполненных фирмой MAN (г. Аугсбург), в которых определено изменение некоторых эксплуатационных параметров среднеоборотного дизеля с наддувом и охлаждением наддувочного воздуха при повышении температуры воздуха на впуске (обусловленном повышением температуры атмосферного воздуха или уменьшением теплоотвода в охладителе наддувочного воздуха) на 40°C . Начальная мощность соответствовала среднему эффективному давлению 17,6 бар и частоте вращения 430 об/мин. Из переменных величин, включающих теплоту, подведенную с топливом $Q_{\text{тп}}$, эквивалентное сечение турбины $F_{\text{т экв}}$, давление воздуха на впуске двигателя $p_{\text{вп}}$, количество теплоты, отводимой через стенки $Q_{\text{ст}}$ как масштаб для определения термической напряженности, в каждом случае постоянными поддерживались две.

Наиболее интересными в этой связи являются значения, приведенные в графе 6, которые благодаря соответствующему под-

Т а б л и ц а 7.3. Влияние повышения на 40° С температуры воздуха на входе в компрессор на рабочие параметры четырехтактного дизеля с высоким наддувом и охлаждением наддувочного воздуха, имеющего в исходном состоянии $p_e = 17,6$ бар

№ п/п	Величина	$Q_{\text{топ}} = \text{const};$ $F_{\text{т экв}} = \text{const};$ $p_{\text{вп}} = \text{var}$	$Q_{\text{тэл}} = \text{const};$ $F_{\text{т экв}} = \text{var};$ $p_{\text{вп}} = \text{const}$	$Q_{\text{топ}} = \text{var};$ $F_{\text{т экв}} = \text{const};$ $Q_{\text{ст}} = \text{const}$	$Q_{\text{топ}} = \text{var};$ $p_{\text{вп}} = \text{const};$ $Q_{\text{ст}} = \text{const}$
1	2	3	4	5	6
1	$\frac{\Delta m_{\text{в сум}}}{m_{\text{в сум}}}, \%$	—2,6	—5,1	—13,7	—7,15
2	$\Delta T_3, ^\circ\text{C}$	+34,9	+43,4	+18,7	+14,2
3	$\frac{\Delta p_{\text{вп}}}{p_{\text{вп}}}, \%$	+4,2	0	—6,2	0
4	$\frac{\Delta p_i}{p_i}, \%$	—1,10	—1,23	—15,4	—13,7
5	$\frac{\Delta Q_{\text{ст}}}{Q_{\text{ст}}}, \%$	+14,3	+16,2	0	0
6	$\frac{\Delta F_{\text{т экв}}}{F_{\text{т экв}}}, \%$	0	+6,8	0	—7,2
7	$\frac{\Delta Q_{\text{топ}}}{Q_{\text{топ}}}, \%$	0	0	—14,4	—12,7
8	$\frac{\Delta \eta_i}{\eta_i}, \%$	—1,1	—1,23	—1,0	—1,0
9	$\frac{\Delta p_e}{p_e}, \%$	—1,13	—1,25	—16,8	—14,7
10	$\frac{\Delta \eta_e}{\eta_e}, \%$	—1,13	—1,25	—2,4	—2,0

бору $F_{\text{т экв}}$ и $Q_{\text{топ}}$ выбирались так, чтобы давление наддува $p_{\text{вп}}$ и теплота, отводимая через стенки, $Q_{\text{ст}}$ оставались постоянными. Из таблицы видно, что при принятых допущениях более высокой (на 40° С) температуре наддувочного воздуха соответствует среднее эффективное давление, меньшее на 14,7%, и к. п. д., меньший на 2%.

Таким образом, понижение температуры наддувочного воздуха на 10° С сопровождалось бы повышением эффективной мощности на 3,7% и эффективного к. п. д. на 0,5%, что хорошо совпадает с опытными данными.

Согласно графе 5, при расчете которой $F_{\text{т экв}}$ принималась постоянной (соответственно изменялось давление наддува $p_{\text{вп}}$), при постоянстве теплоты, отводимой через стенки $Q_{\text{ст}}$, на каждые 10° С изменения температуры воздуха на впуске двигателя приходится изменение мощности на 4,2%.

Из этих немногочисленных примеров, число которых легко могло быть увеличено, представляется достаточно обоснованным

вывод о том, что охлаждение наддувочного воздуха при равных критериях ограничения нагрузки позволяет обеспечить значительно более высокую степень наддува и является наиболее эффективным и дешевым способом увеличения мощности двигателей с наддувом. К этому следует добавить еще и то, что охлаждение наддувочного воздуха способствует уменьшению содержания вредных компонентов в выпускных газах двигателей (см. гл. 8.6).

7.5. ТУРБОНАДДУВ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ К. П. Д.

В п. 7.3 отмечалось, что механический и газотурбинный наддув по-разному влияют на мощность и к. п. д. двигателя. Однако интерес представляет также влияние наддува на к. п. д. по сравнению с двигателем без наддува.

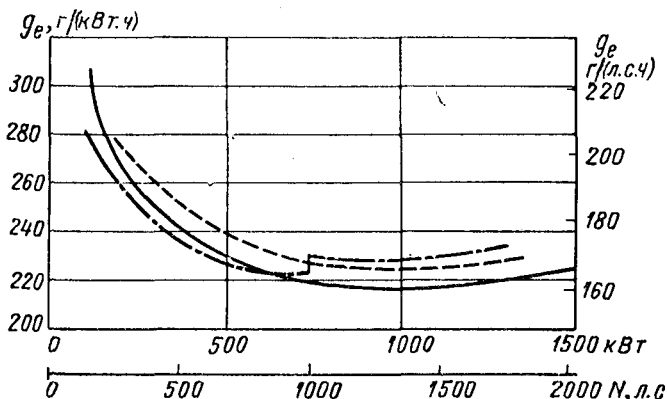


Рис. 7.7. Кривые удельного расхода топлива 9-цилиндрового дизеля без наддува (штриховая линия), 6-цилиндрового дизеля с механическим наддувом с отключенным при половине нагрузки компрессором (штрих-пунктирная линия) и 6-цилиндрового дизеля с турбонаддувом (сплошная линия). Частота вращения и мощность изменяются по винтовой характеристике

Так как среднее давление трения возрастает заметно медленнее, чем среднее эффективное давление, то механический к. п. д. при повышении среднего эффективного давления за счет наддува увеличивается. Поэтому, как правило, различие в удельном расходе топлива между двигателями без наддува и двигателями с механическим наддувом невелико, если речь идет о сравнительно высоких значениях среднего эффективного давления. Только при низких p_e (и высоких частотах вращения) потери мощности на привод механического нагнетателя вызывают увеличение удельного расхода топлива по сравнению с двигателем без наддува.

Поскольку у двигателя с турбонаддувом отпадает необходимость затраты мощности на привод компрессора, то его удель-

ный расход топлива ниже, чем у двигателя без наддува. Если сравнивать двигатели равной максимальной мощности (меньшее число цилиндров у двигателя с наддувом), то лучшая топливная экономичность имеет место у двигателя с наддувом во всем диапазоне нагрузок (рис. 7.7 и 7.8).

Благоприятное влияние турбонаддува на к. п. д. дизелей объясняется в основном следующим.

1. С возрастанием среднего эффективного давления улучшается механический к. п. д.

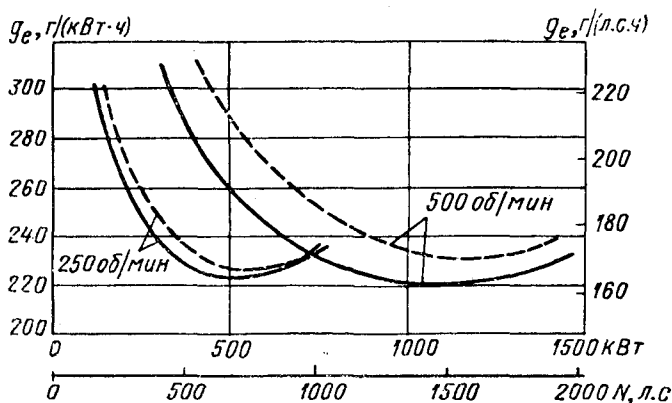


Рис. 7.8. Кривые удельного расхода топлива 9-цилиндрового дизеля без наддува (штриховые линии) и 6-цилиндрового двигателя с турбонаддувом (сплошные линии) для двух различных частот вращения

2. Применение наддува позволяет обеспечивать высокий коэффициент избытка воздуха для сгорания при одновременно высоком среднем эффективном давлении. С увеличением избытка воздуха для сгорания улучшается индикаторный к. п. д. (см. п. 3.2, табл. 3.1 и рис. 3.4).

3. Применение охлаждения наддувочного воздуха уменьшает потери теплоты и обуславливает тем самым снижение удельного расхода топлива (см. п. 7.4).

4. У четырехтактных двигателей добавляется еще выигрыш мощности за счет или положительной, или меньшей, чем у двигателей без наддува, отрицательной петли газообмена ($p_3 < p_2$); этот выигрыш мощности при заданном давлении наддува будет тем больше, чем выше к. п. д. турбокомпрессора и чем выше температура выпускных газов. Правда, при этом увеличение избытка воздуха для сгорания, указанное в пункте 2, будет несколько препятствовать повышению температуры выпускных газов.

При оптимальном использовании названных возможностей на четырехтактных дизелях можно достичь эффективных к. п. д.,

равных 45%, что соответствует удельному расходу топлива 190 г/(кВт·ч) [140 г/(л. с·ч)] [7.7; 7.8]. Разумеется, для получения хорошего удельного расхода топлива необходимо выбрать высокую степень повышения давления p_z/p_c .

На рис. 7.9 [7.8] показано изменение важнейших эксплуатационных параметров в зависимости от среднего эффективного давления; на рис. 7.10 представлено изменение различных к. п. д. Опытный двигатель фирмы MAN типа K6V30/45 имел 6 цилиндров при рядной компоновке (диаметр цилиндра 300 мм, ход поршня 450 мм) и работал при частоте вращения 400 об/мин (средняя скорость поршня $c_m = 6$ м/с).

При газовой связи турбокомпрессора с двигателем степень расширения газов в турбине определяется давлением наддува, температурой выпускных газов на входе в турбину и к. п. д. турбокомпрессора. Так как эта степень расширения мала по сравнению с имеющейся в двигателе, то выпускные газы за турбиной имеют все еще относительно высокую температуру. При увеличении степени расширения можно (за счет увеличения работы выталкивания) получить большую энергию от выпускных газов, вследствие чего мощность, развиваемая турбиной, становится больше, чем мощность, потребляемая компрессором; избыток мощности может быть использован для повышения эффективной мощности двигателя. Чтобы сохранить приспособляемость свободного турбокомпрессора к переменным условиям эксплуатации, целесообразно у четырехтактных двигателей воспринимать избыточную мощность от энергии выпускных газов в особой ступени турбины, отдающей свою мощность через передачу коленчатому валу двигателя. Схема такого комбинированного способа, включающая силовую турбину 1 и расширительную турбину 2 на одном валу с компрессором, показана на рис. 7.11.

На подобной установке, у которой, правда, силовая турбина не имела кинематической связи с двигателем, а тормозилась компрессором (воздух из которого через регулируемый дроссель выпускался в атмосферу, т. е. не использовался), фирмой MAN проводились испытания с опытным двигателем KV30/45 [7.3; 7.9]. Рассчитанная из торможения мощность силовой турбины добавлялась с учетом достижимого к. п. д. передачи к эффективной мощности двигателя. Таким образом, исходя из величины к. п. д. двигателя со свободным турбокомпрессором, улучшенной до 45,6% [$g_c = 136,5$ г/(л. с·ч), $H_u = 10\,150$ ккал/кг], был рассчитан оптимальный к. п. д. — 46,5%, т. е. достигнутое повышение к. п. д. составило около 2% (рис. 7.12).

Практической реализации таких к. п. д., которые до настоящего времени, насколько известно, не были достигнуты хотя бы экспериментально, мешает необходимость слишком больших затрат. В связи с необходимостью обеспечения большого избытка воздуха для сгорания α не используется высокое давление наддува, так как при высоком максимальном давлении сгорания p_z

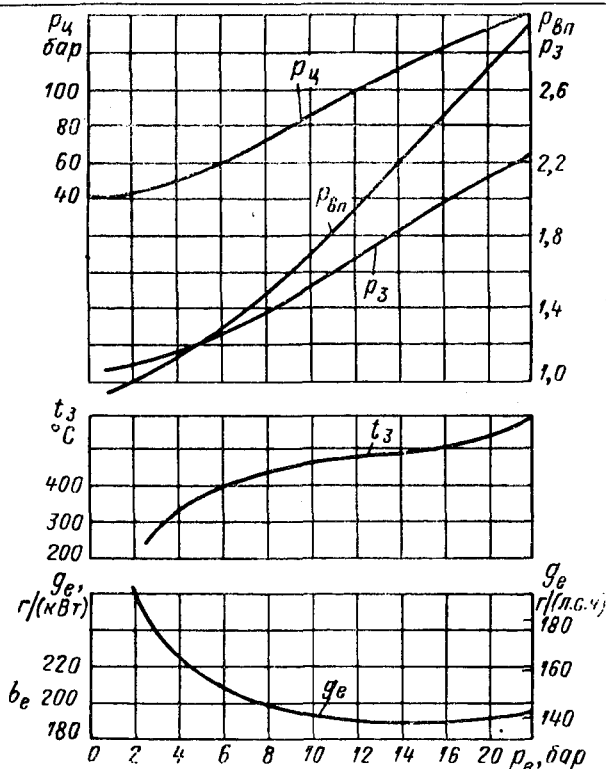


Рис. 7.9. Нагрузочная характеристика опытного двигателя MAN типа K6V30/45

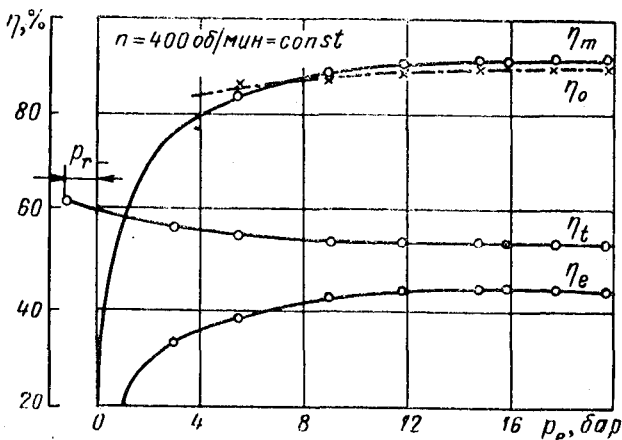


Рис. 7.10. Зависимость к. п. д. идеального цикла η_i , относительного к. п. д. $\eta_o = \eta_i/\eta_m$, механического к. п. д. η_m и эффективного к. п. д. η_e от среднего эффективного давления при постоянной частоте вращения. Опытный двигатель MAN типа K6V30/45

требуется утяжеление двигателя и ограничение мощности. Если на среднеоборотных четырехтактных дизелях достигаются средние эффективные давления около 20 бар при максимальных давлениях сгорания 120 бар, т. е. при отношении $p_z/p_e \approx 6$, то это отношение у названного выше опытного двигателя составляло $120/15 = 8$; 15 бар вместо 20 бар среднего эффективного давления означают потери мощности, равные 25%. К этому добав-

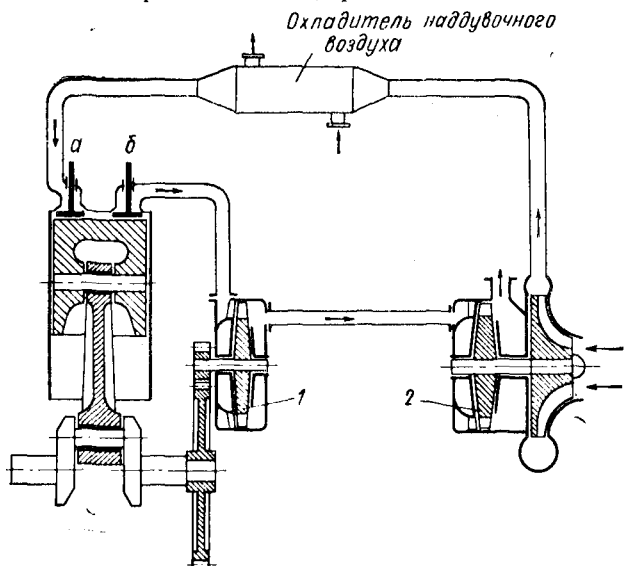


Рис. 7.11. Схема комбинированного двигателя с силовой турбиной 1 и турбиной турбокомпрессора 2

ляется еще и то, что для обеспечения оптимального к. п. д. средняя скорость поршня не должна быть слишком высокой в связи с механическими потерями на трение. Упомянутый опытный двигатель имел среднюю скорость поршня лишь 6 м/с, что также предопределяет на 25% меньшую мощность по сравнению с современной аналогичной установкой, так как в настоящее время значения средней скорости поршня 8 м/с и выше являются обычными для среднеоборотных двигателей.

По указанным выше причинам на существующих дизелях еще не достигнуты значения к. п. д., равные 45%, однако возможности дальнейшего повышения этого параметра были исследованы на базе специальных расчетов [7.3; 7.9].

В основу расчетов была положена p — V -диаграмма опытного двигателя при тех же параметрах наддувочного воздуха и при равном количестве подводимого топлива. В связи с этим можно было ограничиться расчетом процесса газообмена (см. п. 3.6) и балансов мощностей лопаточных машин. Так как дополнительная силовая турбина вследствие более высокого подпора выпуск-

ных газов за двигателем обуславливает увеличение количества остаточных газов в цилиндре и вместе с тем снижение мощности, то расчеты были проведены для схем, показанных на рис. 7.13 и 7.14 и устраняющих отрицательное влияние увеличения количества остаточных газов в цилиндре.

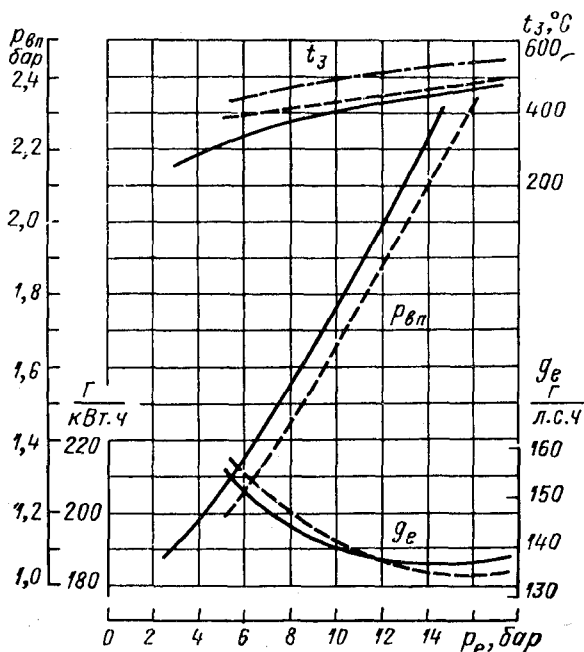


Рис. 7.12. Сравнение удельного расхода топлива g_e , давления наддува $p_{вп}$ и температуры t_3 перед турбиной ТК при работе без силовой турбины (сплошные линии) и с силовой турбиной (штриховые линии). Штрих-пунктирной линией показана температура на входе в силовую турбину. Опытный двигатель MAN типа K6V30/45

На схеме (рис. 7.13) показан комбинированный двигатель с силовой турбиной и двумя выпускными клапанами, управляемыми независимо друг от друга. Если управление клапанов осуществляется в соответствии с диаграммой газораспределения, изображенной на рис. 7.15, то клапан *б* действует как продувочный. Основная часть газов поступает через клапан *в* под высоким давлением сначала в силовую турбину 1 и затем в турбину 2, связанную с компрессором. Через клапан *б* в конце хода выпуска вытекают остаточные газы (т. е. лишь малая часть заряда), выталкиваемые к турбине 2 за счет перепада давления при продувке.

Как показали расчеты, при этой схеме может быть достигнуто повышение к. п. д. на 4,7%. Если исходить из к. п. д., равного

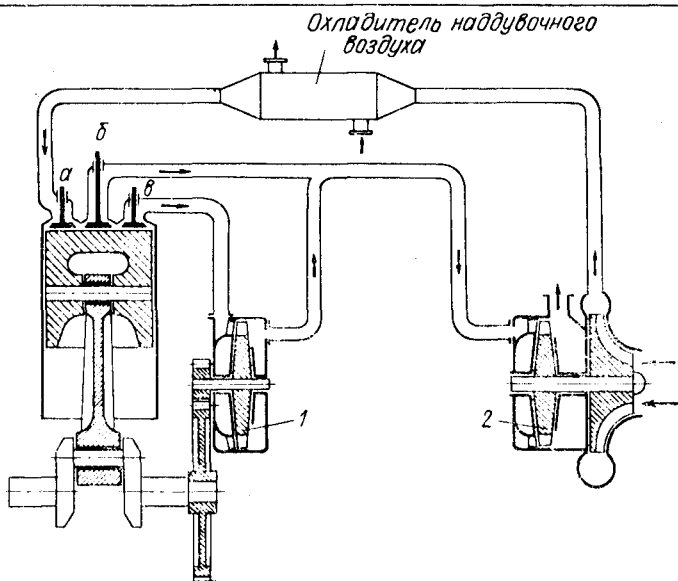


Рис. 7.13. Схема комбинированного двигателя с силовой турбиной и двумя выпускными клапанами *б* и *в* с различными фазами газораспределения, из которых один может действовать как продувочный клапан или как клапан для разделения предварительного выпуска

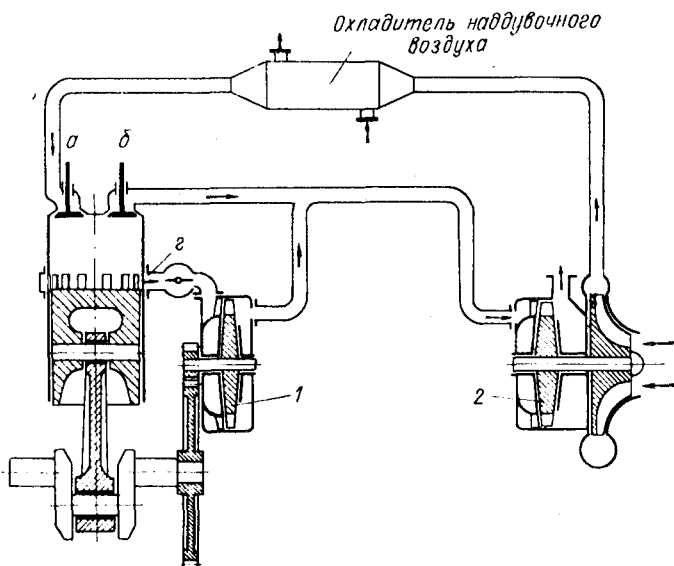


Рис. 7.14. Схема комбинированного двигателя с силовой турбиной и дополнительными выпускными окнами в цилиндрической втулке для разделения предварительного выпуска

45% у опытного двигателя, то это означает, что для схемы с силовой турбиной и продувочным клапаном можно достигнуть к. п. д., несколько превышающий 47% (произведение 45 на 1,047).

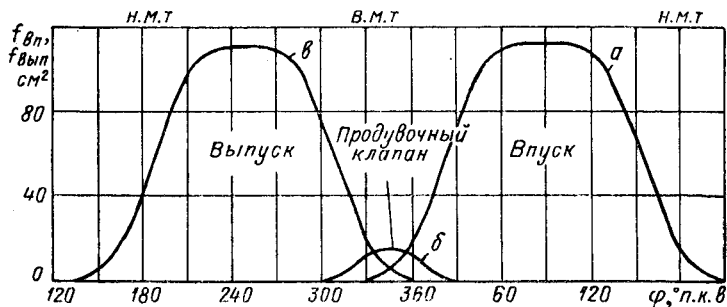


Рис. 7.15. Диаграмма газораспределения и время-сечения при работе по схеме с силовой турбиной и продувочным клапаном, показанной на рис. 7.13

Если клапаны установки (см. рис. 7.13) управлялись бы в соответствии с диаграммой газораспределения, показанной на рис. 7.16 (кривые 2), то через клапан *в* протекала бы к турбине 1

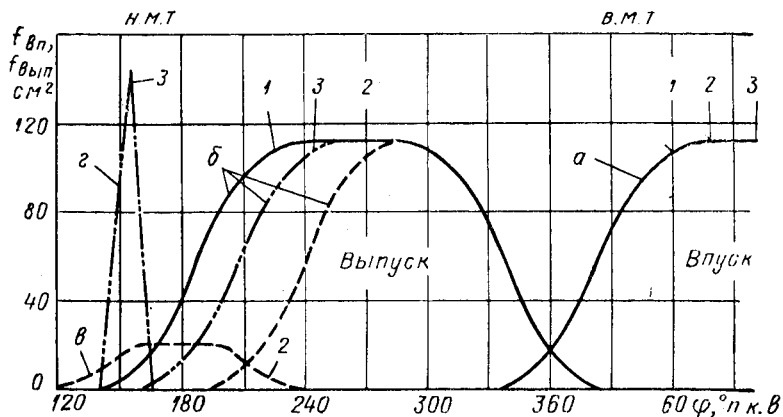


Рис. 7.16. Диаграмма газораспределения и время-сечения при обычной схеме наддува (кривые 1), при схеме с разделением предварительного выпуска посредством клапана (кривые 2) и при схеме с разделением предварительного выпуска с помощью дополнительных выпускных окон во втулке цилиндра (кривые 3)

только малая часть выпускных газов под высоким давлением (разделение предварительного выпуска), а основная часть газов вытекала бы через клапан *б* под более низким давлением в турбину 2.

Необходимо учитывать, что при этом способе результат в значительной степени зависит от выбранного время- или угла-сечения клапанов. Двигатель имеет два впускных и два выпускных клапана, которые при обычном способе наддува по очереди

совместно открываются и закрываются. Так как из-за ограниченности места в крышке цилиндра может быть размещен только один маленький дополнительный клапан, то при расчете предполагалось, что этот добавочный клапан работает как клапан предварения выпуска *в*, а оба больших выпускных клапана — как клапаны, через которые осуществляется выталкивание. В связи с этим получается время-сечение, соответствующее кривым 2 на рис. 7.16, которое, несмотря на большую суммарную площадь проходного сечения клапанов, намного меньше, чем время-сечение клапанов при обычной схеме наддува, соответствующее кривой 1, так как вследствие измененных фаз газораспределения и малой продолжительности открытия клапанов большая часть время-сечения теряется. Расчетное значение улучшения к. п. д. составляло при этом 3,7%. Другие схемы подключения клапанов с другими фазами газораспределения были еще менее удачными.

Если согласно рис. 7.14 для предварения выпуска предусмотреть специальные окна в цилиндровой втулке, а оба выпускных клапана (*а* и *б*), предназначенные для выпуска основной массы газов, оставить в крышке цилиндра, то изменение проходных сечений клапанов будет соответствовать кривым 3 на рис. 7.16 и при этом будет достигаться значительно большее время-сечение, чем по кривым 2. В этом случае рассчитанное улучшение к. п. д. составляло 6,7%, что при исходном значении 45% давало общий к. п. д. около 48%.

Эти расчеты показывают, что хотя и не невозможное, но сложно и дорого еще больше повысить уже сам по себе высокий к. п. д. дизеля. Говоря об абсолютной величине этого показателя, следует также отметить, что к. п. д. дизеля при прочих равных условиях хотя и не намного, но все же увеличивается с ростом диаметра цилиндра, и что V-образные двигатели вследствие лучшего соотношения числа цилиндров и числа коренных подшипников имеют несколько меньшие потери на трение. Значения к. п. д. $\approx 43\%$ уже достигнуты на среднеоборотных двигателях больших базовых размеров цилиндров при обычных средних скоростях поршней и средних эффективных давлениях (см. п. 11.3) [11.21]. Такого же порядка наиболее высокие значения к. п. д. и у малооборотных двухтактных двигателей с наддувом [0.12].

8. ОСОБЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТУРБОНАДДУВА

8.1. ВЛИЯНИЕ ВЫПУСКНОГО ТРУБОПРОВОДА

8.1.1. Вопросы группировки выпускных коллекторов при различных числах цилиндров и промежутках между вспышками

Первая успешно примененная в практике система турбонаддува имела общий выпускной коллектор, т. е. являлась системой наддува с постоянным давлением газов перед турбиной, однако

широкое использование турбонаддува началось только с осуществлением идей Альфреда Бюхи, изложенных в швейцарском патенте № 122664 от 30.II.1925 (патент DRP 568855). Согласно этому патенту размеры выпускного коллектора и входного сечения газовой турбины при соответствующем выборе фаз газораспределения должны быть такими, чтобы давление в выпускном коллекторе после открытия выпускных органов (предварение выпуска) было выше давления в трубопроводе наддувочного воздуха, но в конце процесса газообмена, т. е. во время периода продувки, становилось ниже давления наддува. У четырехтактных двигателей выпускной клапан в зависимости от частоты вращения и степени наддува должен открываться за $40-70^\circ$ п. к. в. до н. м. т. для того, чтобы давление в цилиндре перед ходом выталкивания понизилось в достаточной мере (уменьшилась затрачиваемая поршнем работа). Для обеспечения достаточно большого проходного сечения при продувке выпускной клапан у двигателей с наддувом закрывается через $40-60^\circ$ п. к. в. после в. м. т., вследствие чего суммарная продолжительность выпуска составляет $260-310^\circ$ п. к. в. Чтобы не мешать продувке, выпуск отработавших газов из следующего цилиндра с примерно такими же фазами газораспределения может производиться в эту же ветвь трубопровода только при определенном промежутке между вспышками. К счастью, этот промежуток можно уменьшить, так как, во-первых, между открытием выпускных органов и сильным возрастанием давления в коллекторе проходит некоторое время, и, во-вторых, следует учитывать также время пробегания волны давления от цилиндра, осуществляющего выпуск, к цилиндру, в котором протекает процесс продувки. Для сгруппированных в один выпускной коллектор цилиндров хорошие результаты достигаются при интервалах между вспышками 240° п. к. в. для четырехтактных двигателей и 120° п. к. в. для двухтактных. Так, например, для шестицилиндрового двигателя с импульсным наддувом требуются две ветви трубопровода, а для девятицилиндрового двигателя — три.

На рис. 8.1 показаны диаграммы изменения давления в выпускном коллекторе, замеренного у патрубка цилиндра № 1, а также графически изображенные фазы газораспределения. Из приведенного графика видно, что возрастание давления происходит с некоторым замедлением после начала открытия выпускного клапана. Волна давления выпускного импульса от цилиндра № 3 достигает цилиндра № 1 примерно через $240+30^\circ$ п. к. в. после начала выпуска в этом цилиндре, т. е. через значительно больший интервал, чем 240° п. к. в. Хотя в начале повышения давления в трубопроводе от выпуска из цилиндра № 3 выпускной клапан цилиндра № 1 еще не полностью закрыт, однако заброса газов в цилиндр не происходит, так как давление в цилиндре становится равным давлению в выпускном коллекторе лишь к моменту закрытия выпускного клапана.

Возрастание давления в цилиндре во время периода продувки обуславливается поступлением наддувочного воздуха.

Как будет более подробно показано ниже, симметричная группировка по три цилиндра (три цилиндра с равными интервалами между вспышками 240° п. к. в. присоединены к одному выпускному коллектору) является наиболее благоприятной для импульсного наддува, хотя при интервале между вспышками,

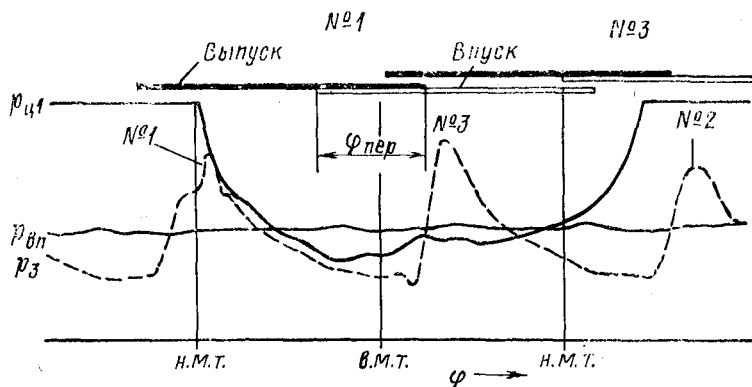


Рис. 8.1. Изменение давления перед турбиной p_3 и в цилиндре $p_{ц1}$ при системе наддува, создающей три импульса в коллекторе (выпуск от трех цилиндров осуществляется в одну ветвь трубопровода)

равном, например, 360° п. к. в. (или соответственно 180° п. к. в. для двухтактных двигателей) был бы обеспечен более длительный период продувки.

Из сказанного выше для минимального интервала между вспышками следует, что четырехцилиндровому двигателю для осуществления импульсного наддува требуется два, а восьмицилиндровому — четыре выпускных коллектора с разделением газоподводящего корпуса турбины (при наличии одного турбокомпрессора) соответственно на два или четыре сегмента. Пятицилиндровому двигателю с симметричным расположением колен требуется три, а семицилиндровому двигателю — четыре коллектора, причем в обоих случаях все цилиндры, кроме одного, сгруппированы попарно.

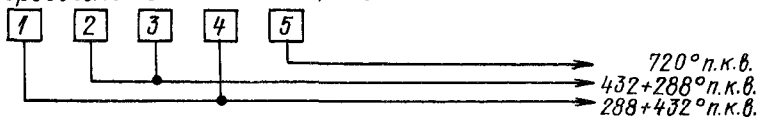
Примеры разделения выпускного трубопровода и группировки цилиндров для четырехтактных рядных двигателей (то же и для двухтактных двигателей при равном чередовании вспышек) показаны на рис. 8.2, а примеры для V-образных двигателей — на рис. 8.3.

Не имея возможности рассмотреть здесь подробнее все детали, следует все же отметить, что импульсный наддув при возрастании неравномерности интервалов между вспышками в цилиндрах, подсоединенных к одной ветви трубопровода, и при увеличении отношения числа ветвей выпускного трубопровода к числу цилиндров теряет свои преимущества по следующим причинам.

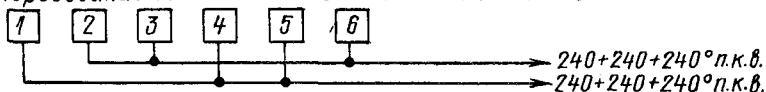
Чередование вспышек: 1-3-4-2 или 1-2-4-3



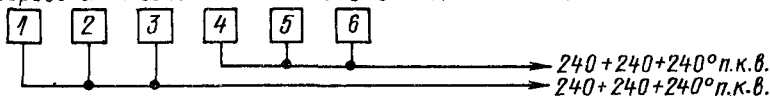
Чередование вспышек: 1-2-4-5-3 или 1-3-5-4-2



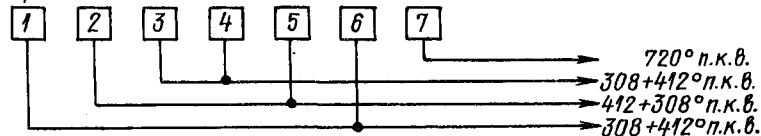
Чередование вспышек: 1-3-5-6-4-2 или 1-2-4-6-5-3



Чередование вспышек: 1-4-2-6-3-5 или 1-5-3-6-2-4



Чередование вспышек: 1-2-4-6-7-5-3 или 1-3-5-7-6-4-2



Чередование вспышек: 1-2-4-6-8-7-5-3 или 1-3-5-7-8-6-4-2

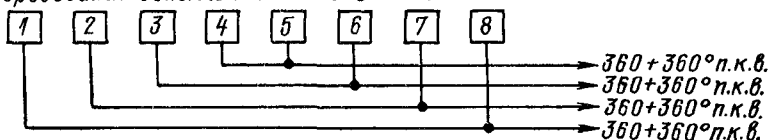


Рис. 8.2. Примеры разделения выпускного трубопровода и группировки цилиндров при системе импульсного наддува четырехтактного рядного двигателя

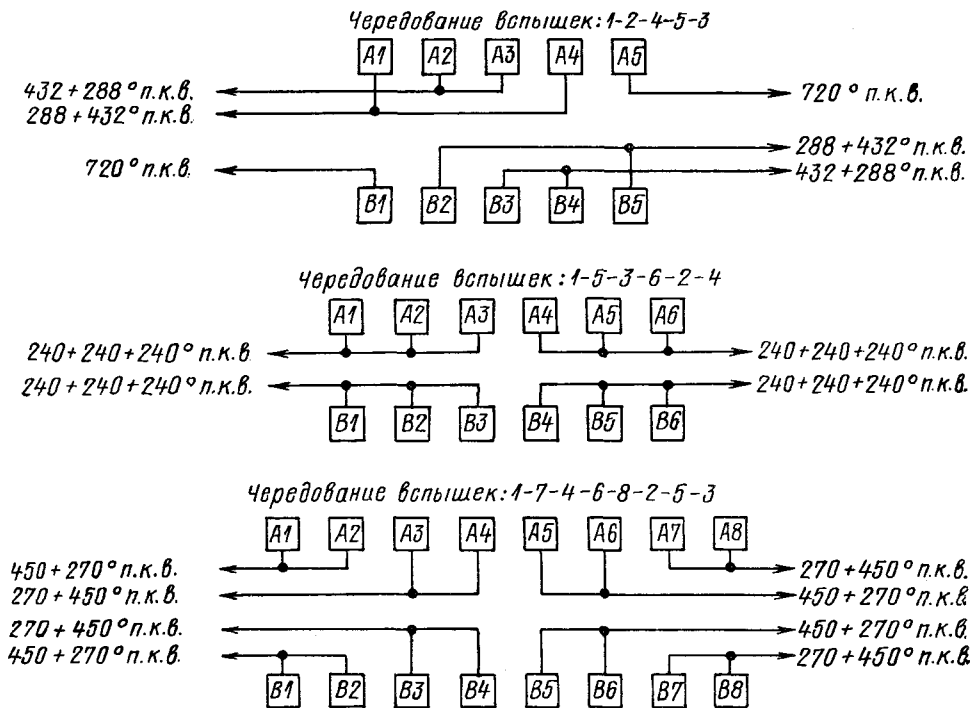


Рис. 8.3. Примеры разделения выпускного трубопровода и группировки цилиндров при системе импульсного наддува четырехтактных V-образных двигателей

1. К. п. д. турбокомпрессора, представляющий собой отношение работы компрессора по адиабатному сжатию воздуха к фактической величине располагаемой энергии выпускных газов (некажущейся энергии, определяемой из средних значений), уменьшается при увеличении изменений давления в потоке газов (при увеличении импульсности потока).

2. К. п. д. также существенно уменьшается при частичном подводе газов в турбину. Изменяющийся парциальный выпуск газов имеет место тогда, когда подвод газов к турбокомпрессору осуществляется при переменном давлении, так как в одно и то же

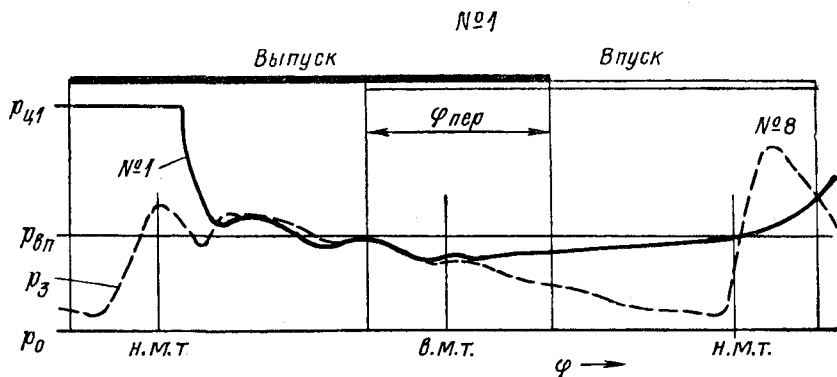


Рис. 8.4. Изменение давления перед турбиной $p_з$ и в цилиндре $p_{цн}$ при симметричном импульсном выпуске от двух цилиндров в один трубопровод

время в одной подводящей газ к сопловому аппарату турбины полости имеется высокое давление, а в другой — низкое.

3. К. п. д. турбокомпрессора падает особенно сильно, если через какую-то из газоподводящих полостей газ не проходит в течение некоторого времени: в этом случае возникают вентиляционные потери в лопатках турбины, а у радиальных турбин, при известных условиях, — обратный поток.

4. Если интервал между всплесками в цилиндрах, от которых осуществляется выпуск в одну ветвь трубопровода, значительно больше, чем период выпуска из одного цилиндра, то эта ветвь опорожняется, т. е. давление в ней приближается к давлению за турбиной, причем последующий импульс давления выпускных газов должен сначала наполнить ветвь трубопровода, прежде чем будет достигнут заметный перепад давлений. Вследствие этого энергия давления, наиболее эффективная для преобразования в мощность турбины, теряется, т. е. переходит в теплоту.

На рис. 8.4 в качестве примера показана диаграмма давлений в ветви выпускного трубопровода высокофорсированного восьмицилиндрового дизеля с двумя симметричными импульсами, т. е. с разделенным на четыре ветви выпускным трубопроводом. В эту ветвь трубопровода производится выпуск из цилиндров № 1 и 8;

место измерения, так же как и газовая турбина, находится вблизи цилиндра № 1. Из этого рисунка можно вывести следующее:

1) пик давления выпускного импульса от цилиндра № 8 заметно выше, чем от цилиндра № 1, несмотря на то, что место измерения давления находится в выпускном коллекторе у цилиндра № 1. Это объясняется тем, что выпускной импульс от цилиндра № 1 разветвляется на две волны давления: на идущую непосредственно к турбине и на движущуюся в другую сторону, к цилиндру № 8, и отражающуюся там от закрытого конца трубопровода. Выпускной импульс от цилиндра № 8, расположенного на конце трубопровода, не разветвляясь, попадает в трубопровод;

2) из-за медленного понижения давления в выпускном коллекторе в связи с малым сечением сопловых сегментов (в отличие от трехканального подвода газа, см. рис. 8.1) давление в цилиндре достигает давления наддува сравнительно поздно, для чего при оптимальной настройке потребовалось бы более позднее открытие впускного клапана, чем при трехканальном подводе газа;

3) после окончания периода продувки давление в выпускном коллекторе продолжает падать и приближается к давлению за турбиной. Легко можно экстраполировать, что при интервале между вспышками большем, чем 360° , например, $1 \times 432^\circ$ п. к. в. и $1 \times 288^\circ$ п. к. в. при несимметричном двухканальном подводе газа или $1 \times 720^\circ$ п. к. в. при подключении только одного цилиндра к ветви выпускного трубопровода, будут иметь место периоды, когда газ вообще не будет проходить через турбину, что приведет к указанному выше отрицательному влиянию на к. п. д.

При системе, создающей три симметричных импульса в коллекторе, недостатки, отмеченные в пп. 3 и 4, устранимы, поэтому такая группировка является наиболее благоприятной для импульсного наддува. У двухтактных двигателей к этому добавляется еще и то, что при интервале между вспышками, равном 120° п. к. в., импульс давления на выпуске последующего цилиндра начинается в конце периода продувки предыдущего цилиндра, вследствие чего при симметричной диаграмме газораспределения имеет место определенный эффект дозарядки. По этим причинам для чисел цилиндров, кратных трем, легче достичь высокой эффективности наддува при импульсной системе, чем для других чисел цилиндров.

8.1.2. Преимущества и недостатки систем импульсного наддува и наддува при постоянном давлении газов перед турбиной

Первоначально преимущества импульсного наддува были столь значительными, что наддув при постоянном давлении газов перед турбиной, за исключением особых случаев, например

при последовательном включении механического компрессора и турбоагнетателя, практически не применялся. Это было связано со сравнительно низкими тогда к. п. д. турбокомпрессоров, а также в связи с низкими степенями наддува, т. е. с низкими давлениями наддува, которые в процессе развития повышались лишь постепенно. Чем выше степень повышения давления в компрессоре и к. п. д. турбокомпрессора, тем большими преимуществами обладает наддув при постоянном давлении газов перед турбиной. В связи с этим в настоящее время этот способ находит все более широкое применение. Сопоставление расчета импульсного наддува и наддува при постоянном давлении газов перед турбиной рассматривается в [8.1].

Для двигателя наддув при постоянном давлении газов перед турбиной имеет следующие преимущества.

1. Более простую конструкцию трубопровода и поэтому более дешевый выпускной коллектор, лучшие возможности размещения трубопроводов, особенно при V-образной компоновке двигателя.

2. Меньшую работу, затрачиваемую поршнем на выталкивание газов, так как импульс давления на выпуске быстро уменьшается и не отражается от малого сечения соплового аппарата турбины. Вследствие этого достигается несколько лучший расход топлива при высоких средних эффективных давлениях.

3. Более равномерные параметры наддува независимо от числа цилиндров и более равномерное распределение воздуха по отдельным цилиндрам и при неблагоприятных для импульсного наддува числах цилиндров (5, 7 или 10). Следствием этого является более равномерная тепловая напряженность.

Недостатками системы наддува при постоянном давлении газов перед турбиной для двигателя являются следующие.

1. Равенство между давлением наддува и противодавлением достигается намного позднее, т. е. при более высоком среднем давлении, чем в случае импульсного наддува, вследствие чего при частичных нагрузках имеет место обратный поток газов.

2. Необходимый для продувки перепад давления несколько ниже и на режиме полной мощности, так как здесь давление в выпускном коллекторе во время периода продувки не опускается ниже средней величины, что имеет место при импульсном наддуве. Поэтому подача воздуха в цилиндр (при одинаковом перекрытии клапанов) за счет большего его количества, идущего на продувку, будет меньше.

3. Двигатель обладает худшей приемистостью по двум причинам: а) при частичных нагрузках энергия выпускных газов, подводимая к турбине, меньше из-за отсутствия пиков давления. Заполнение выпускного коллектора большого объема требует большего времени; б) содержание остаточных газов в цилиндре вследствие заброса газов из выпускного коллектора особенно увеличивается при частичных нагрузках и низкой частоте

вращения. В связи с этим при заданном давлении наддува уменьшается наполнение цилиндра воздухом, скорее достигается граница дымления и уменьшается избыток мощности, необходимый для разгона.

4. Меньший расход воздуха обуславливает несколько повышенную температуру выпускных газов. Отметим, однако, что названный в п. 2 недостаток часто компенсируется более высоким к. п. д. турбокомпрессора при равномерном подводе газа.

Для турбокомпрессора использование системы наддува с турбиной постоянного давления дает только преимущества и практически никаких недостатков. К этим преимуществам в основном относятся:

1) большая пропускная способность соплового аппарата турбины, к которому газ подводится при постоянном давлении, вследствие чего турбина имеет меньшие размеры;

2) малое возбуждение колебаний лопаток (колебания тем больше, чем на большее количество подводов разделен газоподводящий корпус турбины) и в связи с этим меньшая вероятность появления поломки лопаток;

3) отсутствие гироскопических моментов, вызывающих нежела-

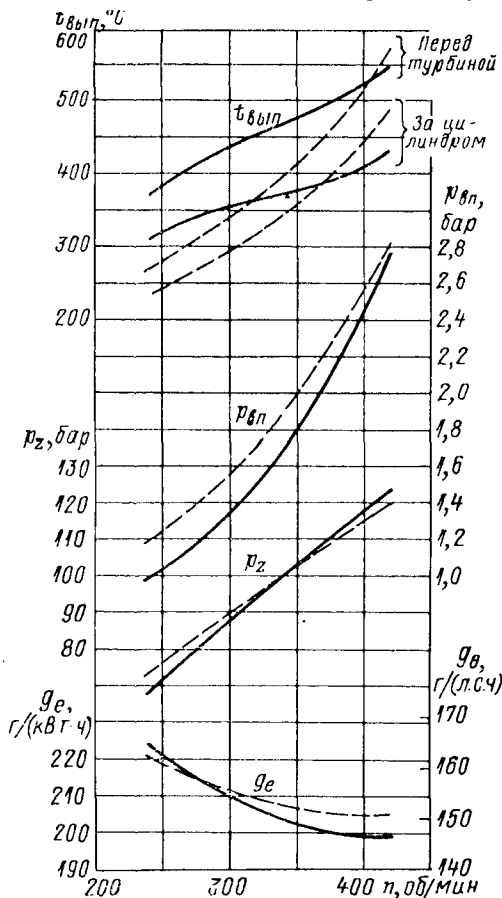


Рис. 8.5. Сравнение температуры выпускных газов $t_{вп}$, давления на впуске в цилиндр $p_{вп}$, максимального давления сгорания p_z и удельного эффективного расхода топлива g_e у среднего оборотного 14-цилиндрового V-образного дизеля при импульсном наддуве (штриховые линии) и наддуве при постоянном давлении (сплошные линии). Двигатель «Митсубиси—MAN» типа 14V40/54 мощностью 5720 кВт, $p_e = 18$ бар при $n = 400$ об/мин, работа по винтовой характеристике

тельных нагрузок на подшипники;

4) более высокий к. п. д. газовой турбины без импульсного или изменяющегося парциального подвода газа.

На рис. 8.5 сравнивается изменение некоторых рабочих параметров 14-цилиндрового V-образного двигателя с импульсным наддувом и с наддувом при постоянном давлении газов перед турбиной. Примечательным является более низкий [примерно на $6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$] расход топлива в случае применения системы наддува при постоянном давлении газов перед турбиной; при этом следует иметь в виду, что при названном числе цилиндров у двигателя особенно сильно проявляются недостатки, присущие импульсному наддуву.

Решающим для применения способа наддува при постоянном давлении газов перед турбиной является ответ на вопрос, приемлема ли худшая приемистость двигателя для данной области его использования. Для автомобильных двигателей, требующих хорошей приемистости, этот способ наддува неблагоприятен, а для судовых рациональность применения наддува при постоянном давлении газов является diskutabelной. Чем меньше отношение мощности двигателя к ускоряемым массам, тем скорее можно пренебречь хорошей приемистостью. При этом время, необходимое для разгона двигателя, играет небольшую роль по сравнению с затратами времени, требуемыми для разгона всей системы.

Не случайно наддув при постоянном давлении газов перед турбиной на крупных двухтактных двигателях нашел применение намного раньше и используется значительно чаще, чем на четырехтактных двигателях. Это объясняется следующими обстоятельствами.

1. На двухтактных двигателях преимущество этого способа наддува по сравнению с импульсным сказывается уже при низких значениях среднего эффективного давления.

2. При пуске, на малых нагрузках и низких частотах вращения (т. е. на режимах, где преимущества импульсного наддува неоспоримы) на двухтактных двигателях, как правило, применяется вспомогательное устройство, компенсирующее недостаточную подачу воздуха на этих режимах. Примеры таких вспомогательных устройств приведены в п. 11.4.2.

3. На крупных двигателях приводятся в движение и разгоняются большие массы. Этот разгон в большей степени зависит от фактической полной мощности двигателя, чем от времени, затрачиваемого на достижение полной мощности.

8.1.3. Разновидности импульсного наддува

Указанные в п. 8.1.1 недостатки импульсного наддува, в особенности у двигателей с числом цилиндров, некратным трем, проявляются тем сильнее, чем выше степень наддува. По этой причине осуществлялись поиски решений [8.2], устраняющих эти недостатки и в то же время свободных от недостатков, присущих

К таким решениям относятся:

-

Общим для всех этих способов является то, что турбокомпрессор обладает меньшим числом разделенных вводов, чем было бы необходимо при чистом импульсном наддуве. Благодаря этому во-первых, устраняются периоды, в течение которых в отдельные вводы вообще не подводятся газы, и, во-вторых, уменьшается работа, затрачиваемая поршнем на выталкивание газов. Так как импульс выпуска каждого отдельного цилиндра при меньшем разделении подводящего корпуса турбины попадает в большее сечение турбины, то давление в выпускном коллекторе при ходе выталкивания снижается быстрее. Первое обстоятельство улучшает к. п. д. турбокомпрессора, а второе — к. п. д. двигателя, т. е. уменьшение работы выталкивания несколько повышает среднее эффективное давление двигателя при том же количестве подводимого топлива.

136

коллекторе еще при открытом выпускном клапане поднимается несколько выше давления в цилиндре. В приведенном примере давление в выпускном коллекторе в конце периода продувки лишь немного выше, чем давление в цилиндре. Однако обусловленный этим обратный поток газов в цилиндр незначителен (вследствие малого проходного сечения клапана) даже при большей разности давлений, в чем легко убедиться с помощью расчета. Кроме того, из патрубка обратно в цилиндр поступает, как правило, не выпускной газ, а его смесь с продувочным воздухом. Так как давление наддува во время периода продувки обычно выше, чем давление в цилиндре, то этот обратный поток не достигает трубопровода наддувочного воздуха.

Первые конструкции преобразователей импульсов связаны с именем Бирманна [8.4]. При использовании импульсных преобразователей, как и при чистом импульсном наддуве, применяются выпускные трубопроводы малого сечения и те же группировки цилиндров, однако ввод газа в турбину

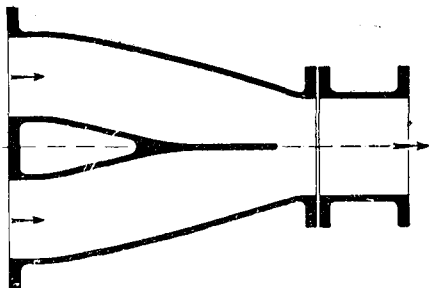


Рис. 8.7. Импульсный преобразователь

не разделен, а трубопроводы объединяются перед турбиной в преобразователе импульсов (рис. 8.7). Содержащаяся в выпускных импульсах энергия давления частично преобразуется там в кинетическую, которая в последовательно подключенном диффузоре вновь переходит в энергию давления. Так как эти преобразования энергии сопряжены с большими потерями, то от применения диффузора чаще всего отказываются, обходясь только смесительной трубой, в которой отдельные потоки газа обмениваются импульсами.

За счет выбора соответствующих размеров выпускного коллектора, смесительной трубы и сечения турбины можно добиться, чтобы волны давления, направляющиеся в соседний трубопровод, были малы, тогда обеспечивается хорошая продувка. Вследствие равномерного подвода газов к турбине ее к. п. д. значительно выше, чем при разделенном подводе газов к турбине.

Импульсные преобразователи успешно применяются для объединения двух трубопроводов, в каждый из которых осуществляется выпуск от двух цилиндров (два импульса), например на восьмицилиндровых двигателях, а также для объединения трубопровода, в который осуществляется выпуск от двух цилиндров (два импульса), с трубопроводом с одним импульсом при пяти- и семицилиндровых двигателях. Относительно дальнейших возможностей объединения трубопроводов и, в частности, в многоимпульсных преобразователях см. [8.3; 8.5].

8.2. ПРИЕМИСТОСТЬ

Компрессор, соединенный с коленчатым валом двигателя при механическом наддуве, всегда обеспечивает давление наддува, соответствующее частоте вращения двигателя. При этом частота вращения компрессора не меньше требуемой, соответствующей частоте вращения двигателя.

Турбокомпрессор связан с двигателем только посредством трубопроводов (газовой связью), его частота вращения и вместе с ней давление наддува зависят не от частоты вращения двигателя, а в первую очередь от его мощности. При работе на холо-

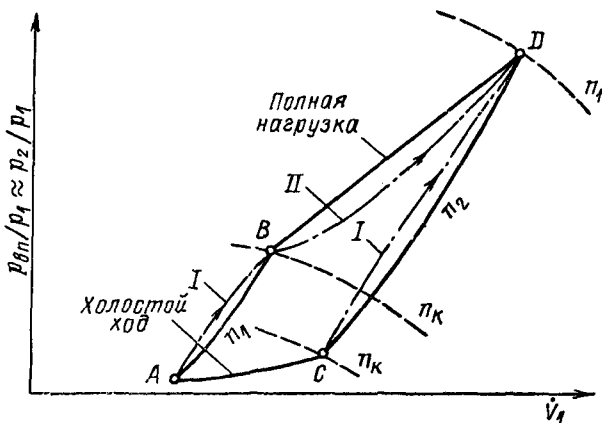


Рис. 8.8. Нагружение от холостого хода до полной нагрузки при постоянной частоте вращения двигателя (I) и максимальный крутящий момент при изменяющейся частоте вращения двигателя (II)

стом ходу, и особенно на малом холостом ходу (холостой ход при наименьшей частоте вращения двигателя), давление наддува очень мало. Если в этом состоянии внезапно потребуется развить более высокую мощность, турбокомпрессор нужно сначала вывести на более высокую частоту вращения (за счет увеличения количества выпускаемых газов и повышения их температуры); воздухоподача отстает от требования увеличения мощности.

Различают три основных случая разгона [8.6] — рис. 8.8 и 8.9. На рис. 8.8 и 8.9 на обычную расходную характеристику (объемный поток в зависимости от перепада давлений) схематически нанесены различные случаи нагружения двигателя. При этом n_1 обозначает наименьшую допустимую, а n_2 — наибольшую допустимую частоту вращения. Тогда точка A соответствует работе двигателя на малом холостом ходу, точка C — работе на холостом ходу при полной частоте вращения двигателя, точка B — максимальному крутящему моменту при минимальной частоте вращения двигателя, точка D — максимальному

крутящему моменту при полной частоте вращения двигателя. Сплошные линии соответствуют различным установившимся режимам работы (постоянная частота вращения двигателя, постоянный крутящий момент), штрихпунктирные — изменениям вне установившегося режима. В случае разгона *I* имеет место увеличение нагрузки от соответствующей режиму холостого хода до полной: из точки *A* в точку *B* при минимальной и из точки *C*

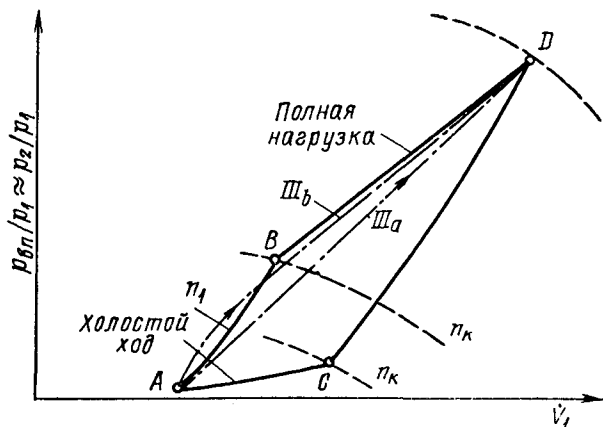


Рис. 8.9. Нагружение от малого холостого хода до полного крутящего момента при полной частоте вращения (*III*)

в точку *D* при максимальной частоте вращения двигателя. Последнее может встретиться, например, при работе двигателя на генератор.

Случай разгона *II* из точки *B* в точку *D* представляет собой повышение частоты вращения двигателя при полном или высоком крутящем моменте. Так как при этом, с одной стороны, давление наддува (т. е. частота вращения турбокомпрессора) уже повышено, а, с другой стороны, разгоняться должен не только турбокомпрессор, но и двигатель с приводящейся им рабочей машиной, что также требует времени, то для турбокомпрессора этот случай разгона является, очевидно, наименее критическим. В случае *III* разгон осуществляется с малого холостого хода до полного крутящего момента при полной частоте вращения (автомобильный, судовый двигатели), что требует наибольшего изменения частоты вращения турбокомпрессора.

Для более глубокого изучения этих вопросов на среднеоборотном дизеле с генератором постоянного тока были проведены исследования, при которых осуществлялся резкий переход с холостого хода на полную нагрузку. На рис. 8.10 показаны диаграммы изменения силы тока, напряжения и частоты вращения турбокомпрессора при мгновенном набросе нагрузки (процесс нагружения идет справа налево). При включении ток мгновенно

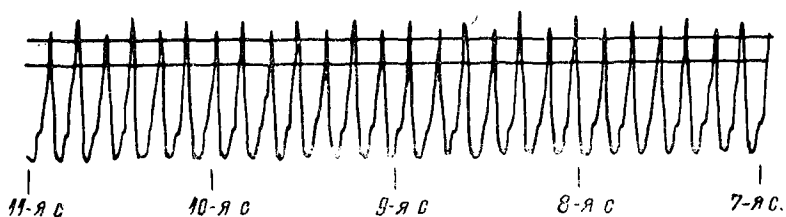
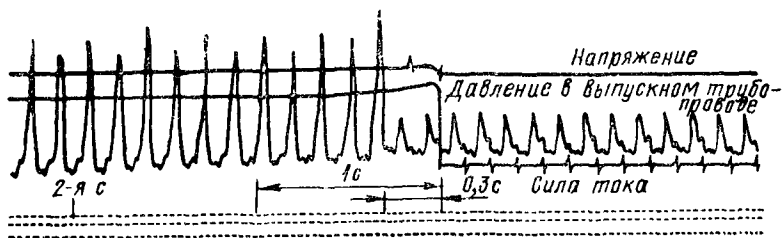


Рис. 8.11. Изменение давления в выпускном трубопроводе [при мгновенном набросе нагрузки]

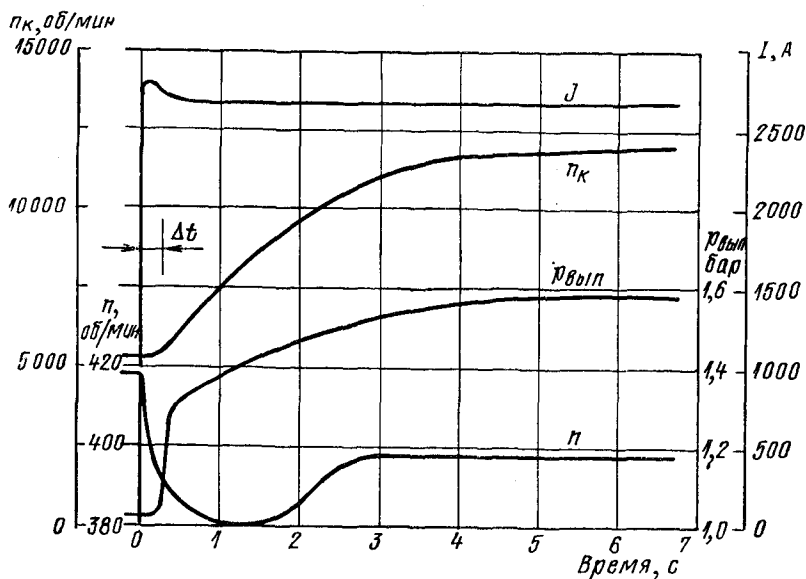


Рис. 8.12. Изменение силы тока I , частоты вращения компрессора n_k , среднего давления в выпускном трубопроводе $p_{\text{вып}}$ и частоты вращения двигателя n при мгновенном набросе нагрузки дизеля, работающего на генератор

возрастает до полной величины, напряжение несколько падает вследствие резкого изменения частоты вращения двигателя.

На рис. 8.11 наряду с током, напряжением и отметкой времени показано протекание давления в выпускном коллекторе. Из рисунка видно, что амплитуды давления после включения нагрузки вслед за определенным замедлением (обусловленным реакцией регулятора наполнения, который может довести величину заряда до полной только после определенного падения частоты вращения) тотчас повышаются, достигая больших значений, и в этом случае на протяжении длительного времени почти не изменяются.

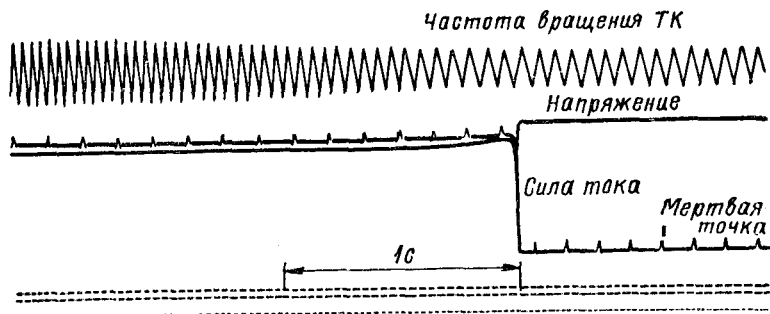


Рис. 8.10. Изменение силы тока, напряжения и частоты вращения компрессора при мгновенном набросе нагрузки

На рис. 8.12 показаны результаты обработки одной из осциллограмм. Сила тока I после включения нагрузки мгновенно возрастает даже с некоторым превышением полной величины; начальный дефицит мощности покрывается за счет махового момента вращающихся масс. Вследствие этого частота вращения двигателя уменьшается примерно на 40 об/мин, среднее давление перед турбиной и частота вращения турбокомпрессора начинают повышаться лишь после задержки Δt , которая в этом случае составляла около 0,3 с. Несмотря на то что полная частота вращения турбокомпрессора за это время еще не достигается, частота вращения двигателя начинает возрастать уже через 1 с, что свидетельствует о появлении к этому времени избыточного крутящего момента, превышающего момент, необходимый для вращения генератора. Однако двигатель развивает частоту вращения, соответствующую полной мощности, примерно через 3 с, а турбокомпрессор — через 6 с.

Это исключительно благоприятное протекание процесса разгона связано с тем, что двигатель имел сравнительно низкую степень наддува. Крутящий момент дизеля при полной нагрузке соответствовал среднему эффективному давлению, равному только 9 бар; дизель без наддува имеет величину $p_e = 6,5$ бар, таким образом, речь идет лишь о 38%-ном наддуве. Как видно из рис. 8.13, на двигателе без наддува можно достичь среднего

эффективного давления 7,9 бар, что связано с повышенным расходом топлива, повышенной температурой выпускных газов, а также, при определенных условиях, с дымностью выпуска. Когда регулятор перемещает рычаг управления топливоподачей в положение максимальной подачи, то первоначально (т. е. при еще не повышенной частоте вращения турбокомпрессора) наблюдается

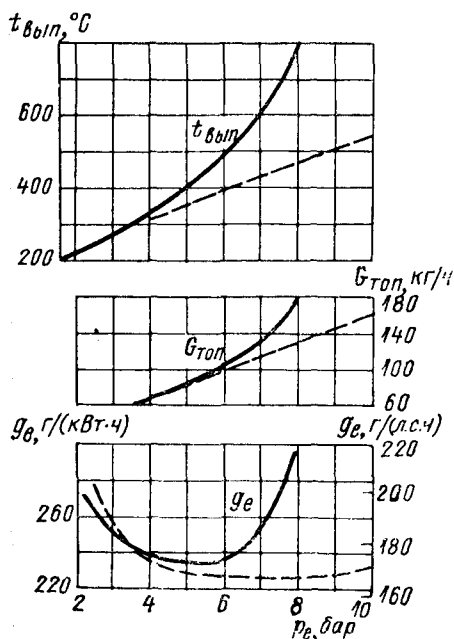


Рис. 8.13. Изменение расхода топлива $G_{\text{топ}}$, удельного расхода топлива g_e и средней температуры выпускных газов $t_{\text{вып}}$ по скоростной характеристике дизеля с турбонаддувом (штриховые линии) и с отключенным компрессором (сплошные линии)

дефицит мощности, соответствующий $9 - 7,9 = 1,1$ бар, который при разгоне турбокомпрессора сравнительно быстро ликвидируется. Так как упор ограничения подачи регулировался на впрыск топлива в соответствии с $p_e \approx 10$ бар, то для дальнейшего разгона до частоты вращения, соответствующей полной нагрузке, имеется еще определенный избыток.

Можно отметить, что приемистость четырехтактного дизеля с турбонаддувом является удовлетворительной, если момент инерции ротора турбокомпрессора мал, а среднее эффективное давление не превышает $p_e \approx 10$ бар. Следует, разумеется, считаться с кратковременным дымным выпуском, если не производится ограничение подачи топлива по давлению наддува (что несколько ухудшает приемистость двигателя) — см., например, [8.7] и рис. 8.17.

Оценить способность различных турбокомпрессоров к разгону позволяет сравнительная величина, получаемая следующим образом.

Ускорение частоты вращения зависит от полярного момента инерции массы ротора θ_r и избыточного момента газовой турбины (относительно момента компрессора) ΔM_T

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta M_T}{\theta_r}; \quad \frac{dn_T}{dt} = \frac{1}{2\pi} \frac{\Delta M_T}{\theta_r}. \quad (8.1)$$

Кинетическая энергия ротора E_k при частоте вращения n_{rb} или соответственно угловой скорости ω_b определяется формулой

$$E_k = \frac{\theta_r \omega_b^2}{2}. \quad (8.2)$$

Индекс b означает, что в эту формулу следует подставлять угловую скорость, необходимую для достижения величины напора $(H_{к ад})_b$, которой задаются при сравнении роторов различных конструкций и размеров.

Продолжительность разгона из состояния покоя может быть получена путем деления E_k на интеграл избыточного момента, требуемого для достижения угловой скорости ω_b . Однако разгон, как правило, начинается не от $\omega = 0$, а от частоты вращения турбокомпрессора, соответствующей исходной нагрузке, от которой начинается процесс разгона. Определение интеграла избыточного момента и ускорения ротора сопряжено со значительными затратами времени на вычисление. Поэтому для сравнения турбокомпрессоров различной конструкции используется так называемый показатель разгона B

$$B = \frac{\theta_T \omega_b^2}{G_b \eta_k \eta_T (H_{к ад})_b} = \frac{\theta_T \omega_b^2}{\dot{V}_1 \rho_1 \eta_k \eta_T (H_{к ад})_b}. \quad (8.3)$$

Числитель представляет кинетическую энергию ротора, в знаменателе находятся расход воздуха через компрессор и адиабатный напор как масштаб для избыточного момента, имеющегося при разгоне. Кроме того, в знаменателе содержится к. п. д. турбокомпрессора $\eta_k \eta_T$, с повышением которого при определенной располагаемой энергии газов процесс разгона убыстряется.

Уравнение (8.3) имеет следующую размерность: $\frac{H \cdot M \cdot c^2 (1/c^2)}{\frac{M^3}{c} \frac{кг}{M^3} \frac{H \cdot M}{кг}} = c$.

Чем больше показатель B , тем хуже приемистость двигателя. Хотя B имеет размерность времени, однако следует отметить, что эту сравнительную величину (в соответствии с приведенным выше определением) нельзя приравнивать к фактическому времени разгона.

Для обеспечения быстрого разгона ротора величина θ должна быть малой, а величина $H_{к ад}$ при данной угловой или окружной скорости — по возможности большой (высокий коэффициент напора). Для данных размеров колеса объемный расход должен быть большим, чтобы обеспечить высокий коэффициент наполнения.

При геометрическом подобии

$$\theta_T \sim D^5 \omega \sim 1/D \text{ и } \dot{V}_1 \sim D^2.$$

Для одной и той же величины напора сравнительный показатель разгона

$$B \sim \frac{(D^5 \cdot 1/D^2)}{D^2} \sim D,$$

т. е. колеса больших размеров у более крупных двигателей будут иметь автоматически большее время разгона (при условии

геометрического подобия роторов). При определенных условиях для достижения хорошей приемистости предпочтительнее применение нескольких турбокомпрессоров меньших размеров вместо одного большого.

На полярный момент инерции массы θ_T и при одинаковых размерах сильно влияет конструкция ротора. На рис. 8.14 показаны значения сравнительного показателя B для следующих конструкций роторов.

1. Внешнее расположение подшипников; колесо компрессора стальное с изогнутыми в обратную сторону лопатками; турбина осевая (кривая 1). Следствием бесконсольной схемы является тя-

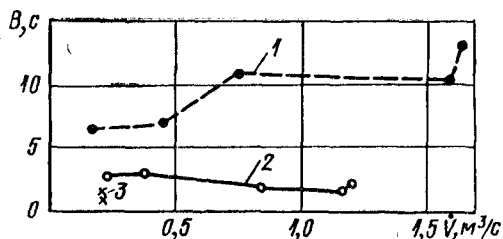


Рис. 8.14. Значения показателя разгона B для различных конструкций роторов газовой турбины

желый ротор. Стальное колесо компрессора обладает высоким моментом инерции; изогнутые в обратную сторону лопатки дают низкий коэффициент напора, а осевая турбина требует тяжелого диска.

2. Внутреннее расположение подшипников; колесо компрессора из легкого металла, лопатки с радиальным выходом; тур-

бина осевая (кривая 2). Внутреннее расположение подшипников позволяет иметь значительно более легкую конструкцию ротора; колесо компрессора из легкого металла имеет низкий момент инерции; радиальный выход лопаток обеспечивает более высокие значения коэффициента напора.

3. Внутреннее расположение подшипников; колесо компрессора из легкого металла, лопатки с радиальным выходом; турбина радиальная (кривая 3). Такая турбина может быть выполнена с более тонкими стенками, вследствие чего ее момент инерции будет меньше, чем у осевой турбины.

Протекание штриховой и сплошной линий на рис. 8.14 показывает, что роторы отнюдь не были геометрически подобными, т. е. увеличение толщины дисков и лопаток не было пропорционально диаметру. Для наддува автомобильных двигателей практическое применение находит лишь конструкция, указанная под п. 3, которая с точки зрения приемистости заметно превосходит другие конструкции. Кроме того, при малых размерах турбонаддувочных агрегатов радиальная турбина имеет значительно более высокий к. п. д., чем осевая турбина.

Отставание турбокомпрессора при резком набросе нагрузки приобретает тем большее значение, чем выше степень наддува. Если, например, среднее эффективное давление четырехтактного дизеля при полной нагрузке составляет 14 бар, а максимальная величина p_e при низком давлении наддува, соответствующем ре-

жиму холостого хода (без дымления двигателя), составляет 7 бар, то дефицит мощности при мгновенном набросе полной нагрузки будет соответствовать $14 - 7 = 7$ бар. Если при этом рейка топливного насоса мгновенно переводилась бы в положение максимальной подачи, то количество впрыснутого топлива было бы намного больше, чем можно сжечь при имеющемся в цилиндре количестве воздуха, и выпускные газы имели бы черную окраску. Во избежание этого увеличение цикловой подачи топлива должно

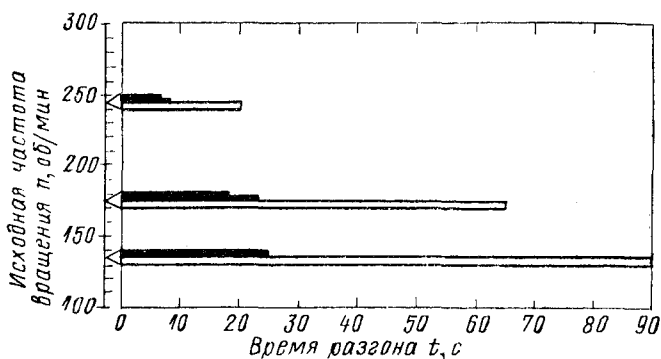


Рис. 8.15. Время разгона среднеоборотного дизеля при импульсном наддуве (черные прямоугольники) и наддуве при постоянном давлении газов перед турбиной (светлые прямоугольники); нагружение по винтовой характеристике до достижения режима полной мощности $N_e \approx 4000$ кВт при $n = 400$ об/мин, $p_e = 16$ бар

осуществляться медленнее. Лучше всего величину цикловой подачи топлива ограничивать в зависимости от давления наддува или от частоты вращения турбокомпрессора. Вследствие того что при этом турбина не развивает необходимого избытка мощности по отношению к требуемой мощности компрессора, режим полной мощности достигается через определенное время, зависящее от конструкции и размеров двигателя. В дизель-генераторных установках это может быть компенсировано применением больших маховых масс, позволяющих в допустимых пределах поддерживать колебание частоты вращения при резком набросе нагрузки.

Ниже приводятся примеры разгонных характеристик четырехтактного дизеля с высоким наддувом и крупного двухтактного дизеля, имеющих мощности, равные соответственно 4000 и 11 000 кВт.

На рис. 8.15 показано время разгона высокофорсированного четырехтактного двигателя при импульсном наддуве и при наддуве с турбиной постоянного давления. Двигатель нагружался гидравлическим тормозом, поглощение мощности которым было установлено на среднее эффективное давление $p_e = 16$ бар при

частоте вращения 400 об/мин. За счет уменьшения количества впрыскиваемого топлива при неизменной подаче воды на гидротормоз осуществлялось снижение частоты вращения и мощности. Для исходных частот вращения, равных 245, 175 и 135 об/мин, и средних эффективных давлений, примерно соответствующих винтовой характеристике (при 135 об/мин $p_e \approx 2$ бар), топливоподача мгновенно увеличивалась до полной, а время приема нагрузки замерялось до режима, характеризующегося средним эффективным давлением $p_e = 16$ бар и частотой вращения 400 об/мин. Время разгона от частоты вращения 135 об/мин при импульсном наддуве составляло 25 с, а при наддуве при постоянном давлении газов перед турбиной — 90 с. В период разгона выпускные газы имели черную окраску, ограничение топливоподачи в зависимости от давления наддува не применялось. Как показали другие исследования, время приема нагрузки изменяется незначительно, если впрыскивать лишь столько топлива, сколько может сгорать на границе дымления. Слишком большая цикловая подача топлива приводит из-за нехватки воздуха к дымлению, препятствуя увеличению мощности и вследствие этого улучшению приемистости.

Прием нагрузки осуществляется тем медленнее, чем больше размеры двигателя и чем больше разгоняемые этим двигателем массы, о чем свидетельствуют кривые разгона крупного двухтактного двигателя, установленного на судне с прямой передачей мощности на винт (рис. 8.16). Этот двигатель имеет систему наддува при постоянном давлении газов перед турбиной и дополнительную подачу воздуха посредством подпоршневых насосов, причем дополнительный воздух при малой нагрузке подводится в компрессор через инжекторы, а при более высокой нагрузке — параллельно турбокомпрессору прямо в трубопровод наддувочного воздуха. В случае наддува при постоянном давлении газов перед турбиной мощность последней в области частичных нагрузок невелика, и без вспомогательного воздуха, подаваемого подпоршневыми полостями, было бы невозможно обеспечить необходимый для продувки положительный перепад давления. Подача этого воздуха в компрессор при работе на частичных нагрузках требуется для того, чтобы избежать помпажа ТК. Падение давления $p_{пп}$ через 115 с объясняется переключением с системы инжекции на систему параллельной работы (см. п. 11.4.2).

Из-за больших масс роторов турбокомпрессоров (были применены два ТК с диаметром колеса нагнетателя, равным 760 мм), а также в связи с очень малой избыточной энергией турбины (при наддуве с турбиной постоянного давления) процесс разгона протекает очень медленно: проходит 2,5 мин, прежде чем двигатель достигает около 80% мощности (частота вращения по винтовой характеристике). Далее, до полной нагрузки, разгон осуществляется значительно быстрее.

В принципе импульсный наддув для разгона турбокомпрессора значительно более благоприятен, чем наддув при постоянном давлении газов перед турбиной, так как при увеличении цикловой подачи топлива в первом случае имеется больший избыточный крутящий момент на турбине. При импульсном наддуве импульс давления на выпуске, усиливающийся с увеличением количества впрыскиваемого топлива, переносится по трубопроводу малого сечения непосредственно в виде волн давления и

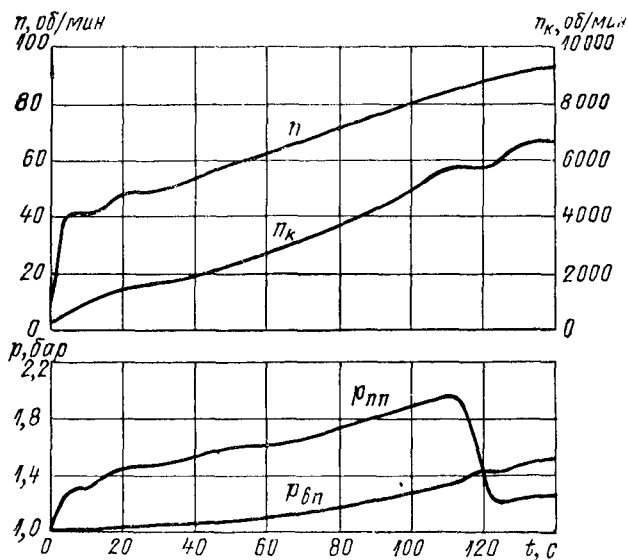


Рис. 8.16. Изменение частоты вращения двигателя n , частоты вращения компрессора n_k , давления перед впускными окнами $p_{\text{вп}}$ и давления перед эжекторным соплом $p_{\text{еп}}$ (создаваемого подпоршневой полостью) у судового малооборотного двухтактного дизеля мощностью 11 000 кВт

скорости к турбине, в то время как при наддуве с турбиной постоянного давления давление в выпускном коллекторе повышается лишь постепенно, причем тем больше, чем больше объем выпускного коллектора.

Специальные меры по улучшению приемистости двигателей с турбонаддувом рассматриваются в п. 8.4, поскольку они, как правило, совпадают с мерами, направленными на улучшение характеристики крутящего момента.

8.3. ХАРАКТЕРИСТИКА КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОКОМПРЕССОРОМ

При работе двигателя с постоянной частотой вращения (привод генератора) или по винтовой характеристике (винт фиксированного шага на судах) турбокомпрессор саморегулируется

и в установившемся режиме всегда обеспечивает требуемое давление наддува. Однако во многих случаях требуется больший крутящий момент, так же как и при низкой частоте вращения двигателя, например в автомобильных двигателях или в много-моторных редукторных судовых установках при отказе или отключении одного из двигателей.

Пока степени наддува были умеренными, например у четырехтактных дизелей средние эффективные давления составляли около 9 ... 10 бар, то характеристика крутящего момента этих двигателей также была еще удовлетворительной. Но чем выше степень наддува, тем менее благоприятной становится и характеристика крутящего момента у двигателей с турбонаддувом, а также двигателей с наддувом при постоянном давлении газов перед турбиной, что может быть объяснено уравнениями (6.5) и (6.6) и диаграммой рис. 6.7. Если предположить, что у четырехтактного двигателя расход G_r при пониженной вдвое частоте вращения уменьшится наполовину, то значение ψ_{T, p_3} из уравнения (6.7) также должно уменьшиться в два раза при условии, что $\alpha F_{T экв}$ и T_3 остаются неизменными. При этом степень расширения газов в турбине падает приблизительно до $1/4$, вследствие чего степень повышения давления в компрессоре также уменьшается примерно до $1/4$.

У четырехтактных двигателей с перекрытием клапанов характеристика крутящего момента несколько улучшается в связи с тем, что при уменьшенной вдвое частоте вращения расход воздуха через двигатель больше, чем половина расхода, соответствующего полной нагрузке, и поэтому давление наддува падает не так резко, как предполагалось выше. Однако наиболее сильное влияние на протекание крутящего момента оказывает импульсный наддув. При низкой частоте вращения промежутки времени между отдельными выпускными импульсами больше, в связи с чем при неизменных размерах газовой турбины образуются более глубокие и длительные «впадины» давления, так как для протекания через турбину количества газа, поступившего в трубопровод от отдельного выпуска, до подхода следующего импульса выпуска имеется большее время.

Чем больше минимальное давление на кривой p_3 приближается к давлению p_4 , тем меньше коэффициент импульсности расхода α и тем больше коэффициент импульсности подвода энергии β . Меньшее α соответствует кажущемуся сужению проходного сечения турбины, а большее β — кажущемуся повышению к. п. д. турбины. В связи с этим давление наддува при импульсной системе с уменьшением частоты вращения падает не так сильно, как в случае наддува при постоянном давлении газов перед турбиной.

Важнейшими путями улучшения характеристики крутящего момента двигателей с турбонаддувом являются следующие.

1. Применение импульсного наддува в сочетании с настройкой выпускного трубопровода (малое сечение, малая длина и,

следовательно, малый объем). Как указывалось выше, импульсный наддув влияет на характеристику крутящего момента через коэффициенты α и β .

2. Настройка характеристики турбокомпрессора. Компрессор и турбина должны быть подобраны так, чтобы оптимальные значения к. п. д. η_k и η_t достигались при расходе воздуха, соответствующем низким частотам вращения, т. е. в точке $M_{e \max}$ при 55—60% от номинальной частоты вращения. На номинальной частоте вращения турбокомпрессор работает в зоне низких к. п. д., что препятствует повышению давления наддува из-за увеличения расхода воздуха. Такая настройка связана, как правило, с тем, что при высокой частоте вращения располагаемое давление наддува не полностью используется, т. е. топлива впрыскивается меньше, чем было бы допустимо для достижения максимально возможной мощности.

3. Перепуск выпускного газа перед турбиной или воздуха за компрессором при высоких частотах вращения. Эта мера вследствие уменьшения отношения G_c/G_b оказывает отрицательное влияние на баланс мощностей турбокомпрессора. По этой причине турбокомпрессор при высоких частотах вращения двигателя не развивает недопустимо высокую частоту вращения, которую он в соответствии с п. 2 мог бы развить, так как рассчитан таким образом, что высокое давление наддува обеспечивается при средних частотах вращения двигателя.

Перепуск выпускного газа является термодинамически более благоприятным, чем перепуск воздуха, но его осуществление несколько сложнее. Оба этих способа вызывают кажущееся ухудшение к. п. д. турбокомпрессора.

Первых два способа улучшения характеристики крутящего момента в сочетании с соответствующей регулировкой топливоподачи являются достаточными для обеспечения крутящего момента, повышающегося при понижении частоты вращения (рис. 8.17). Двигатель, характеристики которого представлены на рисунке, оснащен устройством ограничения подачи топлива в зависимости от давления наддува, функционирующим при частотах вращения двигателя ниже 1200 об/мин [8.7]. Значения параметров, которые были бы достигнуты без этого ограничения, показаны штриховыми линиями. Как видно, значение дымности D превысило бы 4 ед. по шкале «Бош» (40%).

При отказе от максимальной мощности может быть достигнута еще лучшая характеристика крутящего момента — рис. 8.18 [8.8]. Правда, в этом случае среднее эффективное давление при полной частоте вращения двигателя составляет лишь 9 кгс/см², что все же означает потерю мощности около 10—15% от полной, которая без особых затруднений могла бы быть достигнута при другой организации топливоподачи.

Другие пути возможного улучшения характеристики крутящего момента рассмотрены ниже совместно с проблемами приемистости.

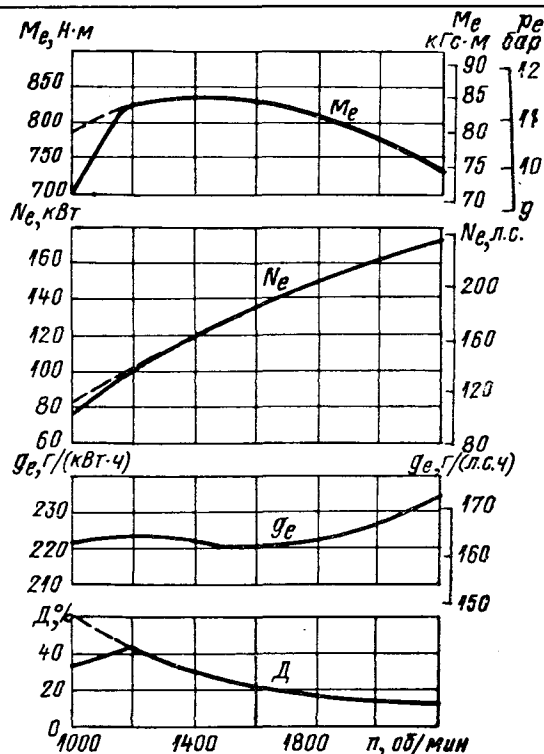


Рис. 8.17. Скоростная характеристика автомобильного дизеля «Вольво» типа TD 96 [8.7] при ограничении подачи топлива

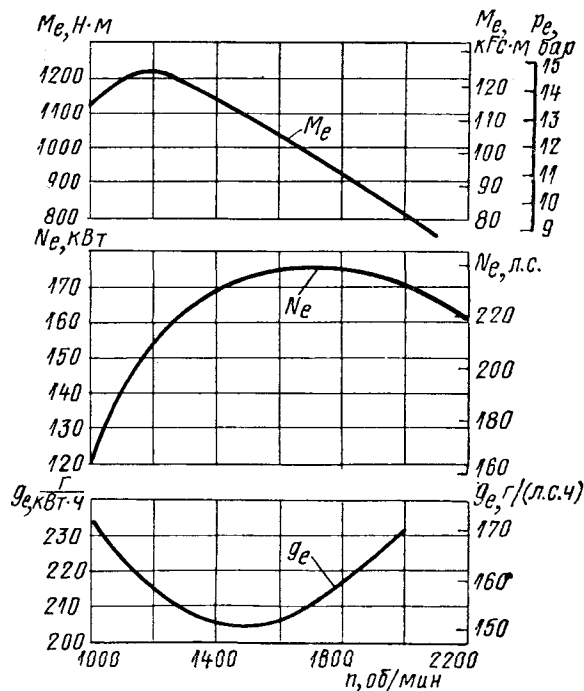


Рис. 8.18. Скоростная характеристика автомобильного дизеля «Макк» типа ENDT 675 при ограничении подачи топлива

8.4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ МЕРЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПРИЕМИСТОСТИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЕЙ С ТУРБОНАДДУВОМ

Ниже перечисляются и коротко рассматриваются некоторые возможные пути улучшения приемистости и характеристики крутящего момента, которые требуют определенных затрат на их реализацию и поэтому до настоящего времени нашли лишь ограниченное применение.

1. Регулирование турбокомпрессора:

изменение положения лопаток соплового аппарата турбины; уменьшение сечения (сужение) газоподводящей спирали турбины; перепуск воздуха или выпускного газа.

2. Переключение выпускных газов с нескольких ветвей трубопровода на один сопловой сегмент или турбину только одного турбокомпрессора в случае, когда двигатель оснащен двумя или более турбонаддувочными агрегатами.

3. Настройка впускного трубопровода в сочетании с турбонаддувом по методу Шера.

4. Применение дополнительного компрессора, приводимого от постороннего источника или двигателя:

последовательное подключение перед компрессором ТК или после него;

параллельное подключение с компрессором ТК; подача параллельного воздуха: через инжектор в трубопровод наддувочного воздуха; на рабочее колесо компрессора; в диффузор компрессора;

механический компрессор, переключаемый с последовательного режима работы на параллельный подвод воздуха.

5. Дополнительный привод турбокомпрессора:

механический от двигателя через обгонную муфту;

от электродвигателя также через обгонную муфту;

масляный гидропривод через колесо Пельтона, расположенное на валу турбокомпрессора;

посредством перепуска и подогрева перепускаемого воздуха в камере сгорания.

6. Подвод сжатого воздуха из воздушного аккумулятора:

в трубопровод наддувочного воздуха;

во всасывающий трубопровод ТК с обратным клапаном;

в ветвь выпускного трубопровода или в один разделенный сопловой сегмент;

непосредственно в цилиндр через управляемый клапан (дозарядка).

Применение этих методов осуществляется в зависимости от специальных требований, т. е. от того, требуется ли помощь при разгоне только через большие интервалы времени или для постоянно изменяющихся рабочих режимов, а также от того, какие дополнительные затраты допустимы.

Для анализа методов улучшения приемистости рассмотрим три случая.

1. Помощь при разгоне применяется в основном только для пуска, т. е. необходима при быстром приеме нагрузки двигателя от режима холостого хода и лишь через определенные промежутки времени.

Прежде всего отметим, что подвод сжатого воздуха — будь это однократный воздушный удар для разгона или непрерывный

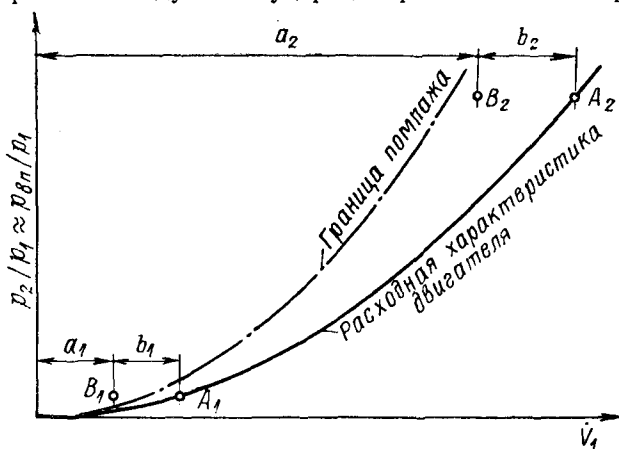


Рис. 8.19. Граница помпажа компрессора и расходная характеристика двухтактного двигателя (схематично)

процесс подачи воздуха, — производимый параллельно турбокомпрессору, т. е. непосредственно в трубопровод наддувочного воздуха, по-разному сказывается в двухтактном и четырехтактном двигателях. Это нетрудно заметить из различного положения кривых постоянной частоты вращения на расходной характеристике (см. рисунки гл. 5).

На рис. 8.19 показана граница помпажа турбокомпрессора и расходная характеристика двухтактного двигателя включая турбину, расположенную за ним последовательно (которая не зависит от частоты вращения двигателя), а на рис. 8.20 — то же для четырехтактного двигателя с линиями постоянных частот вращения n_1 , n_2 и n_3 . Отрезки a соответствуют объемным расходам воздуха через турбокомпрессор, отрезки b — объемным расходам постороннего воздуха. A_1 и A_2 — рабочие точки на расходной характеристике двигателя: первая при низком, вторая при высоком давлении наддува. B_1 и B_2 — соответствующие, но не всегда реализуемые (из-за помпажа) рабочие точки на характеристике компрессора. Двухтактный двигатель при высокой степени повышения давления (высокое среднее эффективное давление) допускает подачу определенного количества воздуха, соответствующего отрезку b_2 , параллельно ТК, в то время как при

понижении степени повышения давления вследствие сокращающегося расстояния между расходной линией двигателя и границей помпажа непременно наступит такой режим работы, при котором турбокомпрессор в связи с подачей в двигатель постороннего воздуха будет работать в области помпажа. У четырехтактных двигателей наблюдается обратная картина. Здесь при низкой степени повышения давления турбокомпрессор допускает подачу сравнительно большого количества параллельного воздуха, соответствующего отрезку b_1 , а при высокой степени повышения давления добавление параллельного воздуха привело

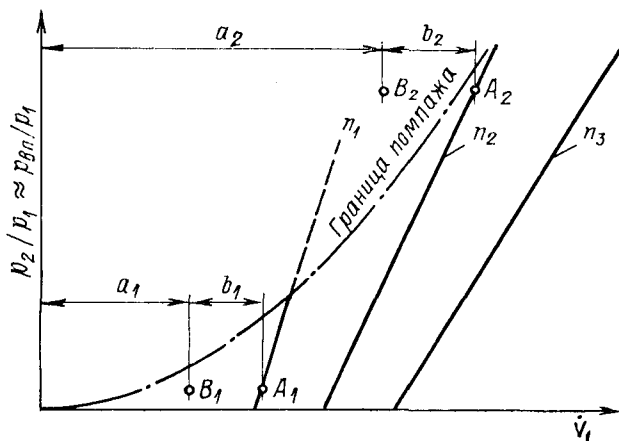


Рис. 8.20. Граница помпажа компрессора и расходная характеристика четырехтактного двигателя (схематично)

бы к работе компрессора в области помпажа как раз в диапазоне средних частот вращения двигателя, т. е. там, где подвод параллельного воздуха был бы необходим для улучшения характеристики крутящего момента. По этой причине у четырехтактных двигателей для повышения приемистости наиболее целесообразным является подвод воздушного импульса (см. рис. 8.4 и 6.1) из воздушного аккумулятора непосредственно в трубопровод наддувочного воздуха. В отличие от двухтактного двигателя в данном случае помпажа компрессора можно не опасаться, поскольку подвод воздуха, как правило, ограничен по времени. При этом рабочий цилиндр двигателя располагает количеством воздуха, соответствующим повышению давления в трубопроводе наддувочного воздуха, т. е. одновременно с подводом воздуха может быть увеличена цикловая подача топлива без опасения дымного выпуска в связи с нехваткой воздуха. Благодаря значительно большей избыточной мощности турбины по сравнению со способом без добавления воздуха (компрессором сжимается только часть общего количества воздуха, протекающего через двигатель и турбину) турбокомпрессор разгоняется заметно

быстрее и, по-видимому, этот способ может быть успешно применен на двигателях с высокими средними эффективными давлениями.

Размеры воздушного аккумулятора зависят от размеров двигателя и его мощности, а также от давления в аккумуляторе; размеры же компрессора, с помощью которого осуществляется непрерывная зарядка аккумулятора, кроме мощности двигателя зависят также и от частоты использования аккумулятора при разгоне. Принимая во внимание размеры компрессора и его мощность — для того чтобы аккумулятор не был слишком большим, воздух в нем должен находиться под высоким давлением, — такие устройства для облегчения разгона нельзя использовать слишком часто, а лишь через интервалы в несколько минут. Подвод сжатого воздуха из аккумулятора во всасывающий трубопровод ТК с обратным клапаном сопряжен с большими затратами, в связи с необходимостью обеспечения большего количества воздуха и применением клапанов во всасывающем трубопроводе компрессора; поэтому он находит применение только на двухтактных двигателях. Подвод сжатого воздуха из аккумулятора в ветвь выпускного трубопровода или в один разделенный сопловой сегмент не столь эффективен, поскольку подводимый воздух используется не непосредственно для сгорания, а для увеличения количества наддувочного воздуха путем повышения мощности турбины.

Подвод сжатого воздуха из аккумулятора непосредственно в цилиндр через управляемый клапан требует больших затрат как на дополнительные устройства на двигателе, так и на получение необходимого высокого давления в аккумуляторе, поэтому он не нашел практического применения.

2. Помощь при разгоне требуется через короткие интервалы времени, т. е. с любой частотой, однако при этом выдвигаются требования обеспечения минимальных габаритных размеров.

Здесь целесообразно применение регулируемого турбокомпрессора, а также способа с переключением потоков выпускных газов. Все эти методы сводятся к тому, что в процессе разгона используется меньшее проходное сечение турбины, чем при нормальной работе, вследствие чего при равном расходе в турбине на режиме разгона устанавливается более высокий перепад давления, и ее мощность возрастает.

Поворот лопаток соплового аппарата турбины осуществляется прежде всего с целью улучшения характеристики крутящего момента и лишь затем для повышения приемистости. Насколько стало известно, по крайней мере для осевых турбин, результат от применения регулируемого соплового аппарата оказался значительно хуже, чем ожидалось. Это связано с тем, что лопатки в этом случае крепятся сзором, чтобы не защемляться в нагретом состоянии. Лопатки соплового аппарата нагреваются сильнее, чем кольца, в которых они закреплены. Именно при повер-

нотом положении лопаток и низких температурах выпускных газов, т. е. при малом проходном сечении, требуемом для низких частот вращения двигателя, поток в направляющем канале заметно нарушается из-за утечек газа в зазоры. Вследствие этого к. п. д. существенно уменьшается, что сводит на нет возможный выигрыш в мощности турбины.

У радиальных турбин перспектива применения регулируемых сопловых аппаратов более реальна, так как в этом случае необходимые углы поворота лопаток меньше. Благодаря соответствующим размерам подводящей спирали у радиальных турбин может быть достигнуто правильное набегающее потока в колесо и без направляющих лопаток. Однако здесь следует принимать во внимание, что регулируемый сопловой аппарат требует определенных зазоров и поэтому его действенность несколько хуже, чем нерегулируемого аппарата меньшего сечения.

У конструкций, в которых применялся поворот не отдельных лопаток, а нескольких лопаточных групп [8.9], успехи также были меньше ожидаемых. Были испробованы и направляющие аппараты, у которых для уменьшения проходного сечения соплового аппарата отдельные сопла полностью перекрывались. Но и эти аппараты не способствовали успеху, так как из-за перекрытия сопел (парциальный подвод газов к турбине) ухудшался к. п. д. До настоящего времени неизвестно о достаточно успешных результатах использования метода сужения газоподводящей спирали на радиальных турбинах для уменьшения входного сечения и вместе с тем повышения скорости на входе в рабочее колесо.

Среди способов регулирования турбокомпрессоров наиболее эффективным представляется перепуск части выпускных газов. При этом способе в отличие от поворачивания направляющих лопаток турбокомпрессор с самого начала рассчитывается на меньший расход. Для этого рабочего режима ТК может быть рассчитан так, чтобы был высокий к. п. д., в то время как при поворачивании направляющих лопаток из-за потерь в зазорах оптимальный режим работы не достигается. Перепуск газа при больших расходах производится для того, чтобы давление наддува и частота вращения компрессора при высоких мощностях не были бы слишком большими. Перепуск (способ с перепуском газа) характеризуется несколько более высоким к. п. д. по сравнению с перепуском воздуха) соответствует некоторому повышению к. п. д. турбокомпрессора при высоких нагрузках, которые тем скорее допустимы, чем меньше двигатель и ТК эксплуатируются на режимах, близких к границе их термической напряженности и чем реже и соответственно короче требуемые рабочие режимы максимальной мощности.

Перепуск выпускного газа или воздуха с целью улучшения характеристики крутящего момента и повышения приемистости двигателей с наддувом (рис. 8.21) описывался в специальной литературе и нашел применение на серийно выпускаемых

двигателях [8.10—8.13]. Отметим, что на карбюраторных двигателях с турбонаддувом, предназначенных для гоночных автомобилей, дополнительно к регулированию перепуском при-

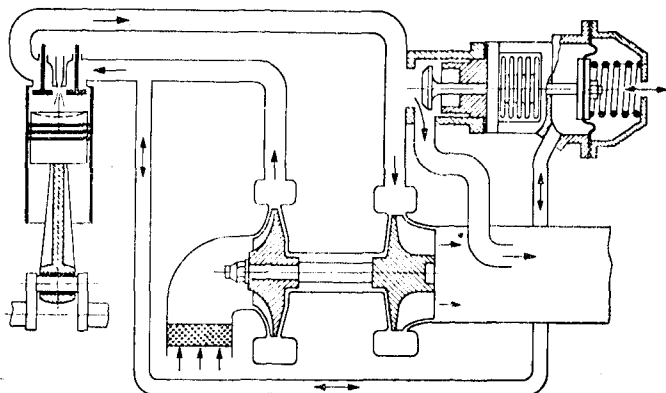


Рис. 8.21. Схема регулирования перепуском отработавших газов с перепускным клапаном

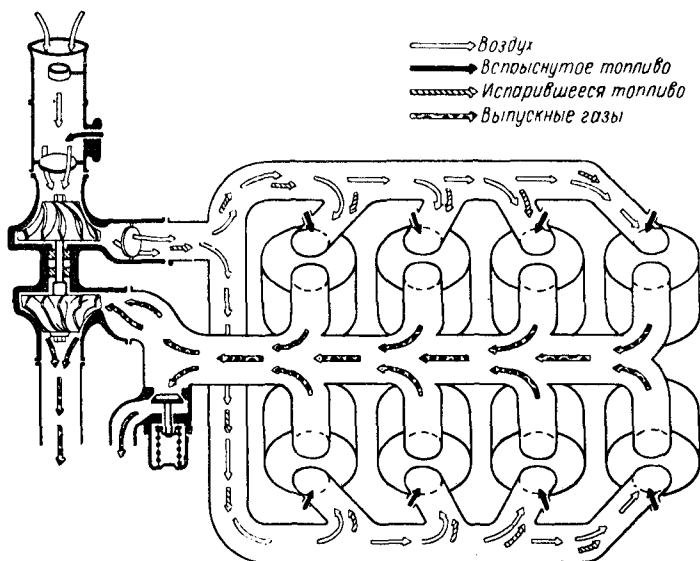


Рис. 8.22. Схема регулирования с дроссельными заслонками перед компрессором и за ним для уменьшения падения частоты вращения при переходных процессах

менялись дроссельные заслонки, устанавливаемые непосредственно перед компрессором и за ним — рис. 8.22 [8.11]. Эти заслонки при сбросе газа закрывались, сильно снижая мощность, затрачиваемую компрессором, вследствие чего ротор при сле-

дующем за этим через короткое время разгоне увеличивал частоту вращения скачком.

Значительно более широкое распространение регулирования перепуском по сравнению с применением регулируемого соплового аппарата — несмотря на то, что последнее давно известно и экспериментально использовалось [8.10], — объясняется тем, что регулировка направляющих лопаток или сопряжена со сложными конструктивными проблемами, или недостаточно эффективна, или наблюдается то и другое вместе.

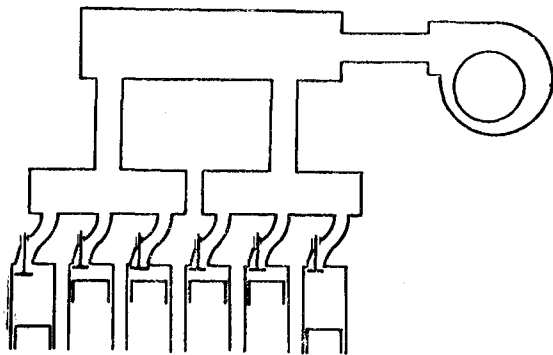


Рис. 8.23. Схема комбинированного наддува, предложенная Шером

Здесь следует упомянуть также о сочетании турбокомпрессора и настройки впускного трубопровода; о некоторых результатах подобных испытаний сообщено Шером в [8.14]. Настроенный на низкую частоту вращения двигателя впускной трубопровод повышает давление наддува и коэффициент наполнения в области долевых режимов частот вращения, но неэффективен при полной частоте вращения двигателя. Кроме того, он способствует быстрому наполнению при разгоне и может поэтому служить средством повышения приемистости. Схема и некоторые результаты испытаний приведены на рис. 8.23 и 8.24.

В качестве недостатка следует отметить то, что настроенный трубопровод и ресивер должны располагаться непосредственно на двигателе, где условия размещения ограничены. Согласно опытным данным, известным до настоящего времени (рис. 8.24), повышение уровня давления наддува и соответственно коэффициента наполнения при средних частотах вращения двигателя (несмотря на среднее эффективное давление, ограниченное при полной частоте вращения двигателя величиной $p_c \approx 9,6$ бар) является незначительным, в связи с этим улучшение протекания кривой крутящего момента и приемистости невелико.

Затраты, связанные с реализацией способа переключения выпускных газов, который описан в патенте DPS 850965, не столь уж малы. Необходимы дополнительные трубопроводы, клапаны и распределительная автоматика для этих клапанов.

При работе на установившихся режимах с помощью этого способа достигнуты хорошие результаты. Фирмой MAN проводились испытания, при которых после выхода из строя одного турбокомпрессора на судовом четырехтактном двигателе, оснащенном двумя турбокомпрессорами, двигатель должен отдавать максимально возможную мощность. В этом случае при низких частотах вращения двигателя достигалось относительно высокое среднее эффективное давление. При этом вместо переключающих клапанов использовалось соединение выпускных трубопроводов друг с другом посредством соответствующих патрубков. Отключенный турбокомпрессор со стороны подвода воздуха и газа был закрыт диафрагмами.

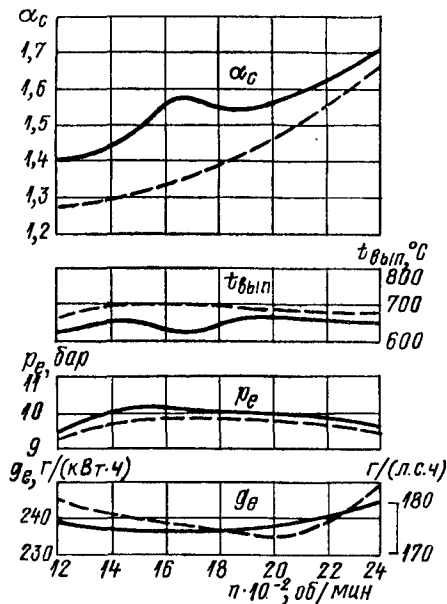


Рис. 8.24. Изменение рабочих параметров автомобильного дизеля с наддувом по Шеру (сплошные линии) и турбонаддувом (штриховые)

кое падение энергии, подводимой к турбокомпрессору, вследствие чего к. п. д. турбокомпрессора сильно уменьшается. При импульсном наддуве, широко распространенном на автотранспортных четырехтактных двигателях, этот способ неудобен тем, что в связи с подключением цилиндров только к одному турбокомпрессору или только к одному сопловому сегменту необходимый интервал между выпускными импульсами — у четырехтактных двигателей не менее 240° п. к. в. — нарушается. Из-за этого теряется значительная часть эффекта импульсного наддува, который наиболее действен на долевых нагрузках и при низких частотах вращения двигателя.

Практического применения на автомобильных двигателях этот способ не нашел.

3. Помощь при разгоне требуется через короткие промежутки времени, но допустимы определенные габаритные и строительные затраты.

При работе на неустановившихся режимах этот способ однажды испытывался одним из лицензиатов фирмы MAN на крупном двухтактном двигателе, однако в практике никогда не применялся. Быстрое переключение было невозможным.

На неустановившихся режимах работы при переключении может произойти рез-

Способы повышения приемистости, находящиеся в постоянной готовности и связанные с увеличением стоимости изготовления, сводятся к тому, что энергия на сжатие наддувочного воздуха берется не только от выпускных газов, но и от других источников энергии, используемых постоянно или время от времени. Такие меры являются особенно необходимыми для двухтактных двигателей, у которых турбокомпрессор может обеспечивать требуемый для продувки положительный перепад давления не на всех рабочих режимах (давление наддува выше, чем давление перед турбиной). Некоторые из применяемых для этого способов рассматриваются в связи со специальными проблемами наддува двухтактных двигателей. Однако все они могут быть также применены и на четырехтактных двигателях с целью улучшения их приемистости и увеличения запаса крутящего момента.

Одним из них является способ последовательного подключения компрессора, приводимого механически от двигателя, к компрессору турбонаддувочного агрегата. При слишком малой энергии выпускных газов механический компрессор берет на себя сжатие наддувочного воздуха; с возрастанием мощности двигателя все более увеличивается доля мощности сжатия за счет турбокомпрессора, а доля механического компрессора сокращается. Пример использования такого способа на автомобильном двигателе приведен в п. 11.1.2.

Изыскным решением, реализация которого, правда, также требует определенных дополнительных расходов, является привод вала турбокомпрессора от вала двигателя через передачу и механизм свободного хода. Примерами применения такой конструкции могут служить двухтактные тепловозные двигатели фирмы «Дженерал моторс EMD» типа 567 и 645.

На рис. 8.25 показан внешний вид двигателя типа 567, а на рис. 8.26 — разрез турбокомпрессора этого двигателя [8.15].

На режимах малой мощности двигателя, при которых энергии выпускных газов недостаточно, вал турбокомпрессора приводится от двигателя. С увеличением мощности двигателя мощность газовой турбины непрерывно возрастает, обеспечивая все большую долю потребной мощности нагнетателя до тех пор, пока одной газовой турбины не будет достаточно для покрытия мощности нагнетателя. В этом случае механический привод отключается с помощью механизма свободного хода.

Посредством перепуска части нагнетаемого компрессором воздуха, минуя двигатель, к турбине и нагревания этого перепускного воздуха до температуры выпускных газов турбокомпрессор независимо от частоты вращения двигателя можно поддерживать в рабочей точке, соответствующей режиму полной мощности, т. е. обеспечивать высокое давление наддува во всей рабочей области. Так как для достижения требуемых температур нагрев от выпускных газов за турбиной (в теплообменнике) недостаточен, то подвод теплоты к перепускному воздуху осуществляется

в специальной камере сгорания. В связи с тем, что линия расхода у двухтактных двигателей не зависит от частоты вращения двигателя (т. е. большие количества воздуха подаются на двигатель при низких частотах вращения), можно отказаться от перепуска и ограничиться нагреванием.

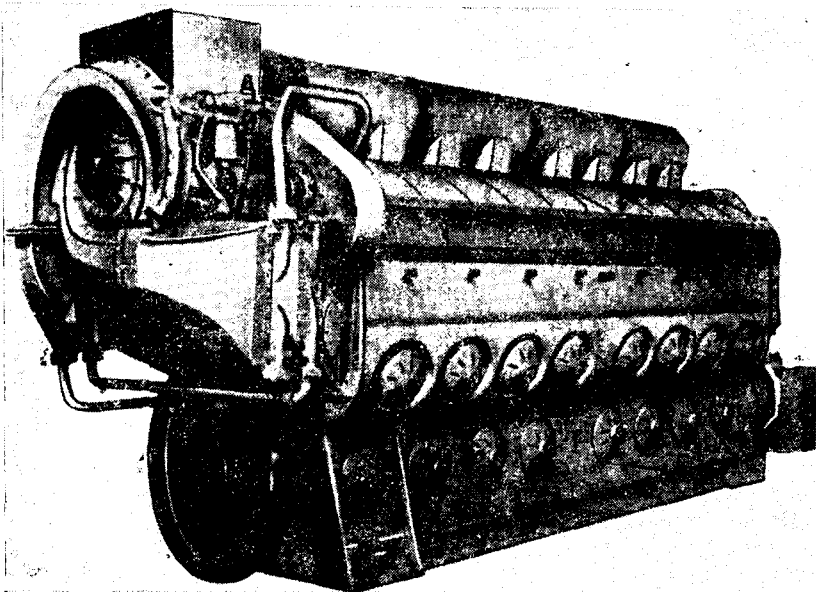


Рис. 8.25. Тепловозный двухтактный дизель с турбонаддувом фирмы «Дженерал моторс EMD» типа 567

С помощью прикидочного расчета легко убедиться в том, что применение перепуска воздуха ведет к заметному увеличению расхода топлива. Предположим, что на режиме полной нагрузки расход воздуха на двигатель составляет $6 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ (автомобильный дизель). При вдвое меньшей частоте вращения и прежнем давлении наддува через двигатель должно проходить $\sim 60\%$ от этого расхода (в случае перекрытия клапанов при низкой частоте вращения двигателя через него будет проходить относительно большая доля), а 40% , т. е. $\sim 2,4 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, должно перепускаться. Для нагревания этих $2,4 \text{ кг}$ на 550°C потребуется $\sim 350 \text{ ккал}$, или 35 г топлива на каждый выработанный двигателем $\text{кВт} \cdot \text{ч}$. При расходе топлива, равном $220 \text{ г}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ [$162 \text{ г}/(\text{л. с. ч})$], это означает дополнительный расход 16% . Это, естественно, существенное повышение расхода топлива, если оно имеет место в широком диапазоне рабочих режимов, т. е. если двигатель часто работает на долевых частотах вращения. Возрастание расхода топлива было бы несколько меньше,

если при частичных нагрузках обходиться низким давлением наддува. Несмотря на ухудшение топливной экономичности, в настоящее время находят применение такие способы с перепуском воздуха и дополнительной камерой сгорания (см. п. 9.7).

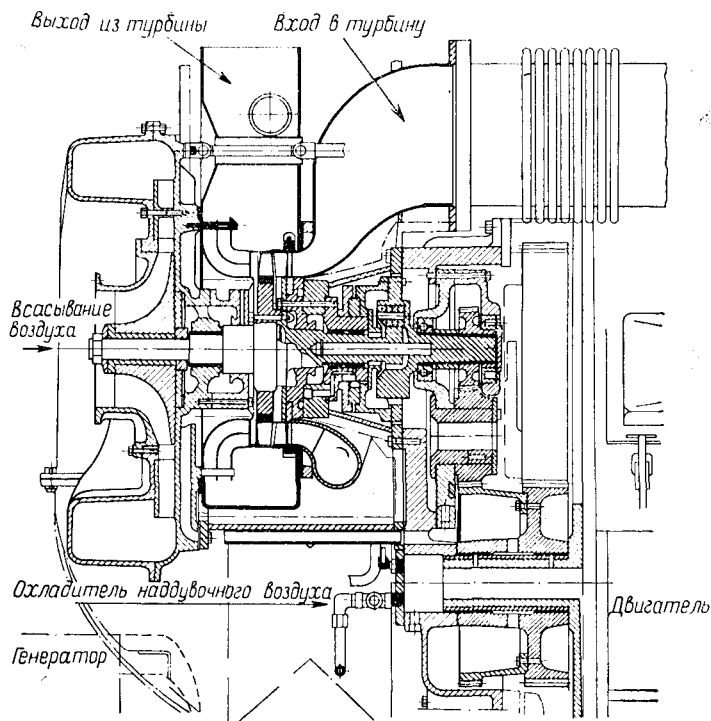


Рис. 8.26. Турбокомпрессор с механическим приводом на двигателе, показанном на рис. 8.25

8.5. ВЛИЯНИЕ ВЫСОТЫ НАД УРОВНЕМ МОРЯ

При эксплуатации двигателей без наддува или с механическим наддувом общепринятым является предположение, что среднее индикаторное давление и индикаторная мощность (при постоянной частоте вращения) пропорциональны количеству воздуха в цилиндре, т. е. что соотношение воздух—топливо сохраняется неизменным. Так как коэффициент наполнения не зависит от давления, но несколько возрастает с увеличением температуры (см. п. 3.4) и так как при наличии влажного воздуха необходимо учитывать содержание водяного пара, то в пересчетных формулах [8.16] предусмотрено, что индикаторная мощность прямо пропорциональна внешнему давлению, уменьшенному на парциальное давление водяного пара, и обратно пропорциональна

внешней температуре в степени 0,7. Эта степень учитывает возрастание коэффициента наполнения при увеличении температуры.

У двигателей с турбонаддувом количество заряда зависит не непосредственно от внешнего состояния, а от того, как реагирует турбокомпрессор на изменение параметров на впуске и на изменение мощности, т. е. какое состояние воздуха или смеси он обеспечивает перед впускными органами двигателя.

Проблема пересчета мощности усложняется еще несколькими тем, что дизели с наддувом часто работают с более чем достаточным коэффициентом избытка воздуха для сгорания, в связи с чем предел мощности определяется не коэффициентом избытка воздуха в цилиндре и зависящим от него потемнением отработавших газов, а другими факторами. Этими факторами могут быть: частота вращения турбокомпрессора, максимальное давление газов в цилиндре, температура выпускных газов (например, принимая во внимание термическую напряженность выпускных клапанов или турбинных лопаток) или термическая нагрузка деталей, образующих камеру сгорания. Как правило, при исходной мощности в нормальных условиях достигается допустимое граничное значение только одного из перечисленных факторов, а остальные еще далеки от пределов. Допустимая мощность при условиях, в которых эксплуатируется двигатель, должна выбираться такой, чтобы ни один из этих факторов не выходил за допустимые пределы.

На мощность двигателя с наддувом при понижении внешнего давления может оказывать влияние конструкция турбокомпрессора. Если, например, благодаря соответствующей настройке турбокомпрессора (высотный компрессор с более высокой степенью повышения давления, применено охлаждение наддувочного воздуха) состояние воздуха на впуске при пониженном давлении будет равно исходному состоянию при нормальных условиях, то с увеличением высоты вообще не потребуется уменьшать мощность. В этом случае количество заряда в цилиндре останется практически неизменным, и суммарный расход воздуха через двигатель, влияющий на температуру выпускных газов, также не уменьшится при понижении внешнего давления. В связи с тем, что мощность двигателя с турбонаддувом может быть ограничена различными факторами, что равновесное состояние турбокомпрессора устанавливается в зависимости от внешнего состояния и выбранной рабочей точки двигателя и что, наконец, турбокомпрессор может быть приспособлен к эксплуатационным условиям различными способами (например, за счет сужения соплового аппарата или выбора ТК меньших размеров), проблема установления мощности в зависимости от внешнего давления и температуры является очень сложной. Это подтверждается большим количеством публикаций об экспериментальных и расчетных исследованиях.

В настоящее время с помощью расчетного метода, описанного в п. 6.2.6, можно определить с достаточной степенью точности мощность двигателя, максимально допустимую при изменившихся внешних условиях. В табл. 8.1 приведен пример такого расчета для дизеля с турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха, имеющего в исходном состоянии среднее эффективное давление 12,43 бар [8.17].

В графе 3 таблицы указаны важнейшие параметры, значения которых были замерены для исходного состояния при внешнем давлении 0,981 бар и температуре на всасывании 301 К. Значения, представленные в графах с 4 по 9, являются результатами расчета при неизменных геометрических параметрах двигателя и турбокомпрессора и при протекании процесса сгорания, полученного на базе замеренных значений из графы 3. Для всех этих граф внешнее давление составляет $p_0 = 0,674$ бар, что соответствует высоте над уровнем моря ~ 3500 м. Температура на всасывании для всех примеров принималась неизменной $T_0 = 301$ К, поскольку целью расчетов было определение влияния внешнего давления.

При вычислении значений в графах с 4 по 6 предполагалось подведение такого же количества теплоты, как и в исходном состоянии ($Q_{\text{топ}} = \text{const}$, строка 14), величина к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{\text{тк}}$ (строка 10) варьировалась при исходном значении 51,1% от 48,5 до 53,5%. Для регулировочной закономерности $Q_{\text{топ}} = \text{const}$, которая применяется преимущественно в случае автомобильных и тепловозных двигателей, является допущением, что двигатель при исходной мощности имеет еще запасы по частоте вращения турбокомпрессора, температуре выпускных газов, тепловой нагрузке и избытку воздуха (в связи с удалением от границы дымления), так как частота вращения компрессора n_k (строка 9), температура на входе в турбину T_3 (строка 11) и теплоотвод в стенки $Q_{\text{ст}}$ (строка 15) повышаются, а коэффициент избытка воздуха для сгорания α (строка 16) при этих допущениях снижается. Одновременно падает максимальное давление в цилиндре p_z (строка 18), т. е. уменьшается механическая нагрузка двигателя. Влияние к. п. д. турбокомпрессора на параметры дизеля, за исключением температуры выпускных газов, незначительно; при понижении внешнего давления на 31,5% мощность уменьшается лишь на 2,5—1,5%.

В графе 7 представлены расчетные значения параметров дизеля для неизменной тепловой напряженности, характеризуемой $Q_{\text{ст}} = \text{const}$; к. п. д. турбокомпрессора при этом принимался постоянным. Мощность при понижении внешнего давления на 31,5% падает на 8,5% и составляет 91,5% от исходной величины, что связано с соответствующим уменьшением количества впрыскиваемого топлива и теплоподвода $Q_{\text{ст}}$. Частота вращения турбокомпрессора и температура газа перед турбиной по сравнению с исходным состоянием повышаются, а коэффициент избытка

Т а б л и ц а 8.1. Примеры пересчета параметров двигателя на измененное внешнее давление при постоянной частоте вращения двигателя и постоянной температуре окружающей среды 301 К (четырёхтактный двигатель с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха)

№ п/п	Параметры	Параметры двигателя при исходных внешних условиях	Расчетные значения параметров двигателя при измененном внешнем давлении					
			4	5	6	7	8*	9*
1	Барометрическое давление p_0 , бар	0,981	0,674	0,674	0,674	0,674	0,674	0,674
2	Давление перед компрессором p_0 , бар	0,961	0,654	0,651	0,649	0,655	0,660	0,660
3	Давление за компрессором p_2 , бар	2,026	1,708	1,773	1,841	1,689	1,389	1,389
4	Давление перед цилиндрами двигателя p , бар	1,987	1,668	1,729	1,800	1,651	1,363	1,363
5	Степень повышения давления воздуха в компрессоре π_k	2,108	2,611	2,724	2,837	2,579	2,105	2,105
6	Работа сжатия воздуха в компрессоре $H_{кад}$, кДж/кг	71,17	94,47	99,13	103,94	92,21	71,17	71,17
7	Объемный расход воздуха при внешних условиях \dot{V} , м ³ /с	1,606	1,975	2,059	2,140	1,965	1,618	1,618
8	Массовый расход воздуха через компрессор G_B , кг/с	0,0309	0,0259	0,0270	0,0281	0,0258	0,0213	0,0213
9	Частота вращения турбокомпрессора n_k , об/мин	22 150	27 300	27 300	27 300	25 900	22 150	22 150
10	Общий к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{тк}$, %	51,1	48,5	51,1	53,5	51,1	51,1	51,1
11	Температура газа перед турбиной T_3 , К	760	841	814	798	805	768	766
12	Давление газа перед турбиной p_3 , бар	1,740	1,470	1,504	1,539	1,439	1,175	1,175
13	Давление газа за турбиной p_4 , бар	0,966	0,689	0,691	0,693	0,688	0,684	0,684
14	Энергия, подведенная с топливом $Q_{топ}$, кДж/Ауд**	37,04	37,04	37,04	37,04	34,80	27,49	27,86

Продолжение табл. 8.1

№ п/п	Параметры	Параметры двигателя при исходных внешних условиях	Расчетные значения параметров двигателя при измененном внешнем давлении					
			4	5	6	7	8*	9*
15	Энергия, отведенная от стенок камеры сгорания $Q_{ст}$, кДж/Ауд	3,96	4,28	4,21	4,13	3,96	3,17	3,31
16	Коэффициент избытка воздуха α	1,991	1,668	1,727	1,798	1,761	1,825	1,798
17	Максимальная температура газов в цилиндре T_z , К	1 666	1 836	1 799	1 762	1 736	1 786	1 817
18	Максимальное давление газов в цилиндре p_z , бар	83,7	74,9	76,6	78,5	72,6	65,5	69,5
19	Индикаторная работа двигателя L_i , кДж/Ауд	16,26	15,89	15,98	16,07	15,03	12,17	12,55
20	Индикаторный к. п. д. η_i , %	43,9	42,9	43,1	43,3	43,2	44,3	45,0
21	Среднее индикаторное давление p_i , бар	14,26	13,94	14,02	14,09	13,18	10,70	11,04
22	Механический к. п. д. η_m , %	86,6	86,4	86,4	86,5	85,8	83,5	83,9
23	Среднее эффективное давление p_e , бар	12,35	12,04	12,11	12,19	11,31	8,93	9,26
24	Отношение мощности при измененном внешнем давлении к исходной мощности γ	1	0,975	0,980	0,985	0,915	0,723	0,750
25	Отношение удельного расхода топлива, соответствующего мощности при измененном внешнем давлении, к удельному расходу топлива при исходной мощности	1	1,025	1,021	1,015	1,025	1,027	1,007

* Параметры в графах 8 и 9 отличаются друг от друга моментом впрыска.

** $A_{уд} = 4,1868$ кДж/ккал.

воздуха для сгорания и максимальное давление сгорания уменьшаются.

Для расчетных значений в графах 8 и 9 принималась такая же степень повышения давления, как в исходном состоянии, т. е. $n_k = \text{const}$. Так как в этом случае — при равной температуре на всасывании — объемный расход воздуха через двигатель остается приблизительно постоянным, то турбокомпрессор как со стороны компрессора, так и со стороны турбины работает в одной и той же точке характеристики. Только для этой регулировочной закономерности — при неизменной характеристике турбокомпрессора и положении рабочей точки — правомочно предположение постоянного к. п. д. турбокомпрессора. Вследствие равенства мощности турбины и компрессора температура на входе в турбину должна быть такой же, как и в исходном состоянии; небольшие отклонения обусловлены вторичными влияниями, например неодинаковым воздействием пульсации газов при различных уровнях давления.

Параметры в графах 8 и 9 приведены для различных моментов впрыска и воспламенения. В то время как для параметров в графе 8 момент впрыска был таким же, как в исходном состоянии (графа 3), и только протекание процесса сгорания в соответствии с определенными закономерностями [8.18] регулировалось для более низкого уровня давления, для расчета значений графы 9 начало впрыска было принято с опережением 2° п. к. в. Как видно из графы 8, мощность уменьшилась на 27,7% (до 72,3% от исходной), а в графе 9 — на 25% (до 75% от исходной). Таким образом, снижение мощности было явно меньше, чем падение плотности окружающего воздуха, составлявшее 31,5%. Среднее индикаторное давление в последнем случае снижалось вообще лишь на 22,5%. То, что мощность при равном объемном расходе воздуха через двигатель и при той же рабочей точке турбокомпрессора не пропорциональна плотности окружающего воздуха, связано с изменением в распределении потерь теплоты: на теплоту, отводимую стенками, и теплоту, уносимую выпускными газами, при изменении уровня давления ($Q_{\text{ст}} \sim p^{0.78}$). Так как отношение теплоты, отводимой стенками, к теплоте, подводимой с топливом, с понижением давления возрастает, то для достижения равной температуры выпускных газов (равного отношения теплоты, уносимой выпускными газами, к теплоте, подводимой с топливом) может быть впрыснуто относительно большее количество топлива, чем то, которое соответствует степени повышения плотности.

Следует отметить, что при регулировочном законе «равная степень повышения давления воздуха в компрессоре» частота вращения компрессора и температура выпускных газов остаются постоянными или почти постоянными, а максимальное давление в цилиндре и теплота, отводимая стенками, уменьшаются. Вследствие этого турбокомпрессор при таком регулировочном законе

нагружен так же, а двигатель имеет меньшую как механическую, так и термическую напряженность. Только коэффициент избытка воздуха для сгорания несколько уменьшается, что, однако, как правило, не является причиной для отказа от этого регулировочного закона, поскольку величина α у дизелей с наддувом не достигает предельно допустимых значений. В приведенном примере $\alpha = 1,798$ (графа 9, строка 16) имеется еще достаточный избыток воздуха и для более низкого внешнего давления.

Так как шаговый расчет рабочего цикла по приведенным выше примерам является сложным и так как подобные расчетные программы имеются не везде, Международная конференция по двигателям внутреннего сгорания (СИМАС) рекомендовала следующую формулу для четырехтактных двигателей с наддувом, пригодную как для корректировки результатов стендовых испытаний на нормальные условия, так и для пересчета мощности на измененные условия применения двигателя [8.19]:

$$N_x = \gamma N_n; \quad (8.4)$$

$$\gamma = K - 0,7(1 - K) \left(\frac{1}{\eta_{mn}} - 1 \right); \quad (8.5)$$

$$K = \frac{N_{ix}}{N_{in}} = \left(\frac{p_x - a\Phi_x p_s}{p_n - a\Phi_n p_{sn}} \right)^m \left(\frac{T_n}{T_x} \right)^n \left(\frac{T_{сн}}{T_{сх}} \right)^q, \quad (8.6)$$

где γ — мощностной фактор; K — относительное изменение индикаторной мощности; a — фактор влажности; N и N_i — эффективная и индикаторная мощности; η_{mn} — механический к. п. д. двигателя в начальных условиях; Φ — относительная влажность, %; p — абсолютное давление окружающего воздуха; p_s — давление насыщения водяного пара; T — абсолютная температура окружающего воздуха; T_c — абсолютная температура охлаждающей среды на входе в охладитель наддувочного воздуха.

Индексы означают: n — начальные условия, которые могут соответствовать нормальным или задаваемым изготовителем и при которых двигатель может отдавать свою полную мощность; x — измененные внешние условия.

Для показателей степеней определены следующие числовые значения:

	m	n	q
Четырехтактный с наддувом:			
без охладителя наддувочного			
воздуха	0,7	2,0	—
с охладителем наддувочного			
воздуха	0,7	1,2	1,0

Пересчет удельного расхода топлива основан на упрощающем предположении, что отнесенный к индикаторной мощности расход остается неизменным, что, конечно, справедливо лишь приближенно. Отсюда следует, что отнесенный к эффективной мощности расход изменяется обратно пропорционально механи-

Т а б л и ц а 8.2. Ориентировочные значения изменений некоторых рабочих параметров четырехтактных дизелей с наддувом при изменении параметров окружающего воздуха и постоянной цикловой подаче топлива

Параметры	Изменение параметров
На каждые 1000 м увеличения высоты при постоянной внешней температуре	
Среднее эффективное давление	Падает на 1 ... 2%
Удельный расход топлива	Растет на 1 ... 2%
Частота вращения ТК	Растет на 6 ... 8%
Максимальное давление сгорания	Падает на 3 ... 4%
Коэффициент избытка воздуха	Падает на 6 ... 7%
Температура газа перед турбиной:	
без охладителя наддувочного воздуха	Растет на 30 ... 40° С
с охладителем наддувочного воздуха	Растет на 15 ... 20° С
Тепловая нагрузка:	
без охладителя наддувочного воздуха	Растет больше
с охладителем наддувочного воздуха	Растет меньше
На каждые 10° С увеличения температуры при постоянном внешнем давлении	
Среднее эффективное давление	Падает на 0,5 ... 1%
Удельный расход топлива	Растет на 0,5 ... 1%
Частота вращения ТК:	
без охладителя наддувочного воздуха	Растет медленно
с охладителем наддувочного воздуха	Падает медленно
Максимальное давление сгорания	Падает на 1,5 ... 2%
Коэффициент избытка воздуха	Падает на 3 ... 4%
Температура перед турбиной:	
без охладителя наддувочного воздуха	Растет на 20° С
с охладителем наддувочного воздуха	Растет на 6 ... 10° С
Тепловая нагрузка:	
без охладителя наддувочного воздуха	Растет быстро
с охладителем наддувочного воздуха	Растет медленно

ческому к. п. д., который может быть выведен из уравнений (8.4)—(8.6) следующим образом:

$$\frac{g_x}{g_n} = \frac{\eta_{mn}}{\eta_{mx}}; \quad g_x \frac{N_x}{N_{ix}} = g_n \frac{N_n}{N_{in}}; \quad (8.7)$$

$$\frac{N_{ix}}{N_{in}} = K; \quad g_x = g_n K \frac{N_n}{N_x} = \frac{K}{\gamma} g_n. \quad (8.8)$$

Приведенные показатели степени, справедливые и для двигателя, конструкция которого неизменна при нормальных условиях и условиях применения, были выбраны так, чтобы в обоих случаях из вычислений получалась примерно равная температура выпускных газов (температура на входе в турбину). Это дает (за исключением случая уменьшения коэффициента избытка воздуха) наиболее сильное снижение мощности при уменьшаю-

щемся давлении или повышающейся температуре: при использовании этой формулы не требуется знать, какой фактор ограничивает мощность данного двигателя при исходных условиях.

Почти всегда имеющий место факт, что у дизелей с наддувом коэффициент избытка воздуха не принимает предельно допустимых значений, позволяет пренебречь влиянием влажности, т. е. принять коэффициент a равным нулю. Если у интересующего нас двигателя температура выпускных газов — или частота вращения турбокомпрессора, если рассматривается изменение внешнего давления — еще допускает дальнейшее повышение, то пересчет мощности производится по указанной выше формуле исходя не из нормальных условий, а из эквивалентного состояния, при котором достигается допустимая температура выпускных газов или допустимая частота вращения турбокомпрессора.

По эмпирическим данным [8.20; 8.21] для равной цикловой подачи топлива (рейка топливного насоса на упоре) могут быть приняты изменения важнейших эксплуатационных параметров, ограничивающих мощность (табл. 8.2).

8.6. ВЛИЯНИЕ НАДДУВА НА КАЧЕСТВО ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ

8.6.1. Дизели

Различие в работе двигателей без наддува, с механическим наддувом и с турбонаддувом в первую очередь объясняется отличием в соотношении количеств воздуха и топлива. Двигатели с механическим наддувом в области частичных нагрузок имеют больший избыток воздуха для сгорания, чем двигатели без наддува, в то время как при более высокой нагрузке значения α приближаются друг к другу. У двигателей с турбонаддувом, напротив, коэффициент избытка воздуха в области низких частичных нагрузок изменяется мало, а с повышением мощности уменьшается медленно. К сожалению, в настоящее время еще очень мало опубликовано работ, в которых приводились бы численные данные о составляющих выпускных газов одного и того же двигателя без наддува и с наддувом.

Для сажевыделения дизелей имеется четкая граница минимально допустимого коэффициента избытка воздуха, который зависит от способа смесеобразования и размеров цилиндра. Мощность двигателей без наддува или с механическим наддувом определяется, как правило, путем достижения этой границы, т. е. цикловая подача топлива устанавливается на эту границу. Если вследствие изменения внешних условий, например повышения температуры всасываемого воздуха или понижения его давления (в горных условиях), это предельное значение превышает или если в связи с какими-то изменениями внутри двигателя, например загрязнения распылителя форсунки или топливного насоса,

нарушается процесс смесеобразования, то происходит дымный выхлоп. От этого можно избавиться установкой ограничителя максимальной цикловой подачи топлива и обеспечением достаточного удаления от границы дымления.

Дизели с турбонаддувом работают, как правило, не на границе дымления, а на границе термической и механической напряженности определенных деталей. Количество выделяемой сажи, отнесенное к мощности, меньше благодаря более высокому коэф-

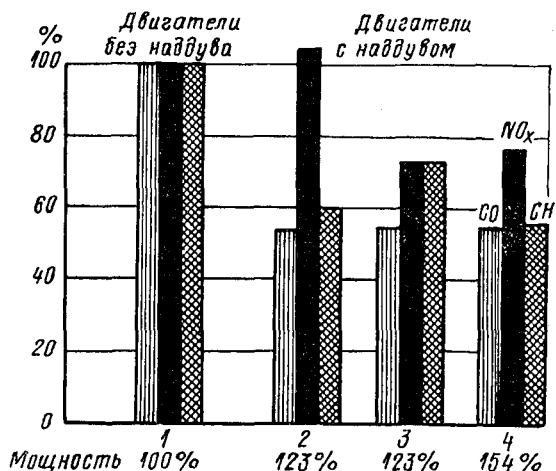


Рис. 8.27. Влияние наддува на токсичность выхлопа автомобильного дизеля с воздушным охлаждением:

1 — без наддува; 2 — с наддувом; 3 и 4 — с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха

фициенту избытка воздуха. В результате уменьшения плотности окружающего воздуха температура выпускных газов повышается, на что турбокомпрессор реагирует повышением частоты вращения, т. е. повышением давления наддува. Незначительные помехи в процессе впрыска также частично компенсируются за счет увеличения расхода топлива с повышением температуры выпускных газов и увеличением частоты вращения компрессора. Этому очевидному преимуществу двигателя с турбонаддувом в области высоких нагрузок противостоит недостаток в период разгона, при котором вследствие недостатка воздуха может наступить сильное дымление (см. п. 8.2). Чтобы избежать повышенного дымления, цикловая подача топлива у автомобильного двигателя ограничивается в зависимости от давления наддува, даже если это несколько ухудшает приемистость двигателя.

С применением наддува уменьшается и содержание в выпускных газах окиси углерода CO, углеводородов C_nH_m и окислов азота NO_x на единицу мощности, правда, чаще всего лишь в тех случаях, когда достигаемое вследствие охлаждения наддувочного

воздуха увеличение избытка воздуха не компенсируется за счет более высоких температур рабочего процесса. В качестве примера на рис. 8.27 графически изображены результаты измерений на автомобильном дизеле с воздушным охлаждением как без наддува, так и с наддувом [8.22]. Как следует из этого рисунка, выделение CO благодаря применению наддува снижается приблизительно вдвое и почти не зависит от устанавливаемой максимальной нагрузки; выделение NO_x у двигателя с наддувом без охлаждения наддувочного воздуха несколько выше, чем у двигателя со свободным всасыванием, однако у двигателя, имеющего охладитель наддувочного воздуха, эта величина снижается примерно до $3/4$. Выделение C_xH_y при использовании наддува и охлаждения наддувочного воздуха также составляет лишь несколько более половины этой величины у двигателя без наддува.

8.6.2. Двигатели с принудительным зажиганием

У двигателей с принудительным зажиганием диапазон допустимых значений коэффициента избытка воздуха, как известно, сильнее сужен границей воспламенения (см. рис. 3.4). Для достижения необходимой мощности двигатели с принудительным зажиганием часто работают при коэффициенте избытка воздуха $\alpha < 1$. Раньше это допускалось, поскольку при этом, в отличие от дизелей, вследствие совершенно иного процесса смесеобразования выделялась не сажа, а невидимые, но токсичные CO и почти невидимые негоревшие углеводороды. В связи с появлением законов об охране окружающей среды такие режимы работы больше недопустимы. Подключенные к системе выпуска термические и каталитические реакторы, предназначенные для уменьшения в выпускных газах содержания CO и C_xH_y , требуют еще более богатой смеси, чем обычно, и поэтому их применение вызывает возрастание расхода топлива и, наряду с увеличением затрат на монтаж и обслуживание, удорожание эксплуатации.

Другие возможности уменьшения токсичности выпускных газов заключаются в обеднении смеси, т. е. в выборе коэффициента избытка воздуха, значительно превышающего 1 (уменьшение выделения CO и C_xH_y), и в более позднем зажигании (уменьшение выделения NO_x благодаря более низким температурам сгорания). В результате происходит заметное снижение максимальной мощности; некоторое уменьшение мощности вызывают и встроенные реакторы. Применение турбокомпрессора должно компенсировать падение мощности. При такой же или даже несколько большей мощности двигатель с турбонаддувом может иметь менее токсичный выхлоп по сравнению с безнаддувными двигателями, на которых предусмотрено применение специальных мер по снижению токсичности выпускных газов. К сожалению, в литературе еще почти не встречаются количественные сведения о фактически достигнутом. Так, в [8.23] указывается, что у двигателей

с принудительным зажиганием, оснащенных турбонаддувом и термическим реактором выпускных газов, может быть достигнуто значительное улучшение качества выпускных газов, правда, это сопряжено с повышением расхода топлива, так как такие двигатели работают на более богатой смеси. Другие авторы [8.24] отмечают существенное повышение топливной экономичности у двигателя с наддувом по сравнению с двигателем без наддува, имеющим равную мощность и больший рабочий объем цилиндра, причем токсичность выпускных газов их отличается лишь незначительно. Очевидно, у двигателей с принудительным зажиганием большую роль играет соответствующая регулировка,

Если у обычных двигателей с принудительным зажиганием наддув только косвенно влияет на состав выпускных газов (компенсируются потери мощности, имеющие место в связи с мероприятиями по снижению токсичности), то все-таки не исключено, что при определенных условиях, как, например, у дизелей, применение наддува также сможет непосредственно воздействовать на качество выпускных газов. Одним из таких условий могло бы быть, прежде всего, сильное смещение границы воспламенения в область более высокого избытка воздуха, как это имеет место, например, при послойном смесеобразовании.

9. РАЗНОВИДНОСТИ СИСТЕМ НАДДУВА

9.1. ДОЗАРЯДКА

В настоящее время в аспекте турбонаддува способ дозарядки представляет лишь исторический интерес. Дозарядка, осуществляемая с помощью механически приводимого компрессора, заключается в том, что перед самым началом процесса сжатия в цилиндр, наполненный в ходе всасывания (в случае четырехтактного двигателя) или во время обычной продувки при низком продувочном давлении (в случае двухтактного двигателя), подается дополнительное количество воздуха или заряда, имеющего более высокое давление. Преимуществом этого способа является то, что до более высокого уровня давления сжимается только часть заряда, в связи с чем затрачивается меньшая (по сравнению с обычным наддувом) мощность компрессора.

При использовании способа дозарядки на крупных двухтактных дизелях над обычными продувочными каналами размещались так называемые дозарядочные каналы. Последние были соединены с продувочным трубопроводом через возвратный клапан, предназначенный для того, чтобы препятствовать обратному потоку выпускных газов во время хода расширения (рис. 9.1). Для осуществления дозарядки в выпускных каналах через управляемый клапан давление повышалось на 0,3—0,4 бар выше давления в продувочных каналах [9.1].

В области четырехтактных двигателей дозарядка нашла применение на крупных газовых двигателях (работающих на колошниковом газе). На рис. 9.2 показано трехканальное управление на газовом двигателе фирмы MAN, а на рис. 9.3 — соответствующая диаграмма газораспределения. Незадолго до конца хода выпуска открывается впускной клапан, причем сначала проис-

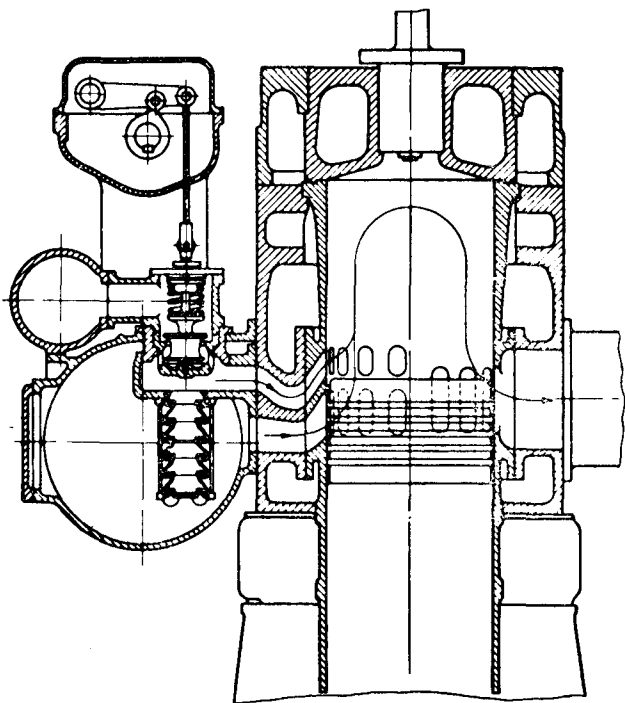


Рис. 9.1. Управляемые дозарядочные каналы на крупном двухтактном дизеле конструкции фирмы «Зульцер»

ходит соединение только с тем каналом, в котором находится воздух под давлением, на 0,2—0,3 бар превышающим атмосферное. Так как выпускной клапан еще открыт, то этот воздух идет на очистку цилиндра от остаточных газов. При увеличении подъема впускного клапана специальная движущаяся заслонка закрывает канал с повышенным давлением и открывает воздушный и газовый каналы с атмосферным давлением. Воздух и газ поступают в цилиндр при ходе всасывания. В конце хода всасывания с уменьшением подъема клапана эти каналы закрываются, и открывается канал повышенного давления, из которого притекает в цилиндр воздух, т. е. происходит дозарядка.

Применение такой продувки и дозарядки было достаточно эффективным: при небольшом увеличении затрат мощности на

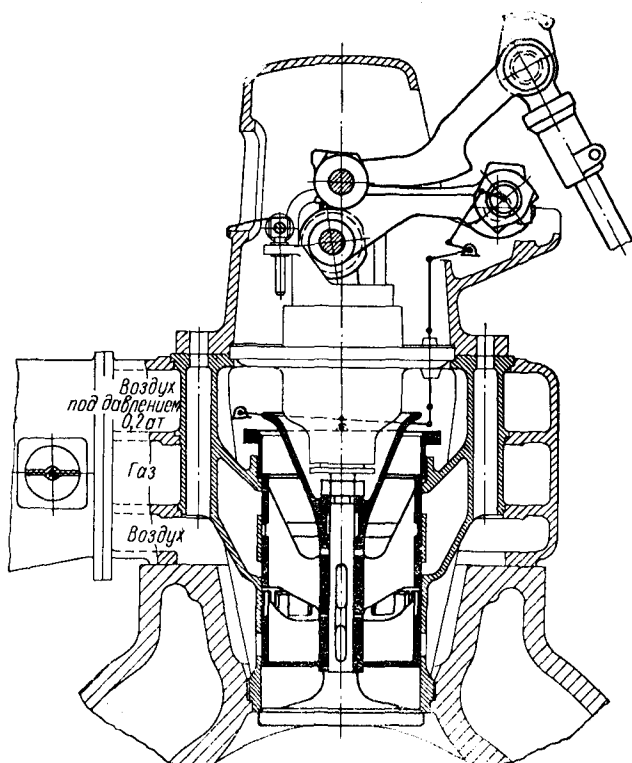


Рис. 9.2. Трехканальное управление крупного газового двигателя с продувкой остаточных газов и дозарядкой конструкции фирмы MAN

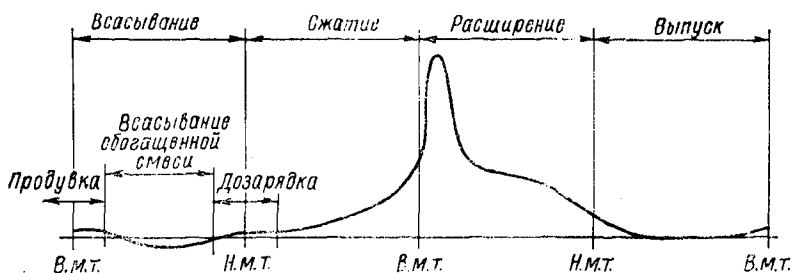


Рис. 9.3. Развернутая индикаторная диаграмма газораспределения двигателя, показанного на рис. 9.2

сжатие воздуха повышение мощности двигателя составляло 30%. Так как крупные газовые двигатели с диаметрами цилиндров до 1500 мм имели очень низкую степень сжатия ($V_c/(V_h + V_c) \approx 1 : 4$), то количество остаточных газов в цилиндре было большим; поэтому уже вследствие их продувки достигался заметный выигрыш в мощности. Кроме того, благодаря большим размерам камеры сжатия было возможно размещение больших клапанов, которые при низкой скорости поршня обеспечивали незначительные потери на дросселирование. В связи с этим и в течение сравнительно короткого времени дозарядки в цилиндр могло подаваться достаточное количество воздуха.

На высокооборотных двигателях, имеющих высокие степени сжатия, перспективы применения такого способа неблагоприятны. В этом случае затруднительным является размещение дополнительного клапана большого проходного сечения; поскольку этот клапан может открываться только на короткий промежуток времени, то и время-сечение также оказывается мало. В связи с повышенным дросселированием для воздуха продувки и дозарядки требуется высокий уровень давления, в связи с чем возрастают затраты на работу сжатия, хотя количество сжимаемого воздуха меньше. По-видимому, эти причины обусловили то, что применение дозарядки на современных двигателях не получило распространения, несмотря на то, что время от времени предпринимались попытки осуществления подобного способа. В настоящее время с помощью расчета газообмена или всего рабочего цикла исследователь в состоянии определить, что можно и чего нельзя ожидать от этого способа в каждом конкретном случае.

9.2. РАЗДЕЛЕНИЕ ВЫПУСКА

В основе этого способа, разработанного преимущественно для двухтактных двигателей, лежит идея использования для получения мощности в турбине только энергии предварительного выпуска газов, имеющих значительно более высокое давление, чем это принято при турбонаддуве, т. е. отделения этого процесса от процесса выпуска (для четырехтактного двигателя) или продувки (для двухтактного двигателя). Отработавшие газы, удаляемые из цилиндра в процессе принудительного выпуска или продувки, не проходят через турбину. Хотя при этом способе и увеличивается теплоперепад, срабатываемый в турбине, т. е. отнесенная к единице массы энтальпия, однако массовый расход газов через турбину G_t уменьшается; как правило, он даже значительно меньше массового расхода воздуха через компрессор G_n . К этому добавляется еще и то, что при необходимом переключении с выпуска на продувку теряется время-сечение, что приводит к увеличению потерь на дросселирование. Последнее обстоятельство часто не принималось во внимание сторонниками этого способа.

Эффективность применения разделения выпуска решающим образом зависит от того, могут ли быть размещены в крышке цилиндра или в цилиндровой втулке дополнительные сечения, имеющие достаточную величину для осуществления требуемого предварительного выпуска. С помощью расчета рабочего процесса можно определить эффективность применения этого способа в конкретной конструкции. Опыты по использованию энергии предварения выпуска в двухтактных двигателях не дали удовлетворительного результата [9.2]; пример расчета для четырехтактных двигателей с двумя турбинами, имеющими различные давления газов на входе, приведен в п. 7.5.

Практического значения разделение предварительного выпуска до настоящего времени не получило.

9.3. ТУРБОДЕТАНДЕРНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

9.3.1. Турбодетандерное охлаждение четырехтактных дизелей

Как указывалось в п. 7.4, мощность двигателя с наддувом может быть существенно повышена за счет охлаждения наддувочного воздуха. Граница достижимого минимума температуры наддувочного воздуха определяется температурой охлаждающей среды. По практическим и экономическим соображениям (поскольку размеры охладителя наддувочного воздуха ограничены) температура наддувочного воздуха на режиме полной нагрузки двигателя всегда заметно выше, чем температура охлаждающей среды на входе в охладитель наддувочного воздуха.

То, что температура наддувочного воздуха оказывает сильное влияние на мощность двигателя, приводит к мысли о целесообразности поддержания по возможности низкой температуры среды, охлаждающей наддувочный воздух, посредством особого холодильного процесса. Такие способы как в комбинации с абсорбционной холодильной машиной (причем энергия на получение холода отбирается у выпускных газов или у охлаждающей воды), так и в соединении с компрессионной холодильной машиной предлагались неоднократно. В работе [9.3] приводится расчет дополнительной стоимости, отнесенной к увеличению мощности, и дополнительной массы установки для цикла с компрессионной холодильной машиной (расчет выполнен при определенных допущениях). Хотя рассчитанные числовые значения (7,6—10,95 фунт. стерлинг./л. с. и 5,12—7,12 кг/л. с.) стоимости единицы мощности и величины удельной массы (последнее, правда, только для мало- и среднеоборотных двигателей) оказались меньшими, чем у двигателя с наддувом, однако затраты на необходимое оборудование едва ли окупятся при таком способе повышения мощности [9.4].

Использование турбодетандерного охлаждения также дает возможность понизить температуру наддувочного воздуха ниже

соре K , после промежуточного охлаждения в охладителе X_1 сжимается далее в компрессоре $K_{\text{тд}}$ турбодетандера. Этот компрессор приводится от турбины $T_{\text{тд}}$ турбодетандера, в котором воздух после прохождения через охладитель X_2 расширяется. Так как температура на входе в компрессор (состояние 5) и на входе в турбину (состояние 7) лишь немного различается, то баланс мощностей в турбодетандере устанавливается только тогда, когда степень расширения в турбине $T_{\text{тд}}$ будет значительно выше, чем степень повышения давления в компрессоре $K_{\text{тд}}$.

Для определения снижения температуры воздуха в турбодетандере служит номограмма (рис. 9.5), рассчитанная для температуры на всасывании $t_1 = 20^\circ \text{C}$, к. п. д. турбокомпрессора

$\eta_{\text{тк}} = 0,60$, к. п. д. турбодетандера $\eta_{\text{тд}} = 0,55$; адиабатный к. п. д. охлаждающей турбины $\eta_{\text{гад}} = 0,785$. Баланс обеих турбомашин определяется по основному уравнению турбокомпрессора [см. уравнение (6.5)].

Пользование номограммой поясним с помощью примера. Для степени расширения газов в турбине $T p_3/p_4 = 2,0$ и температуры

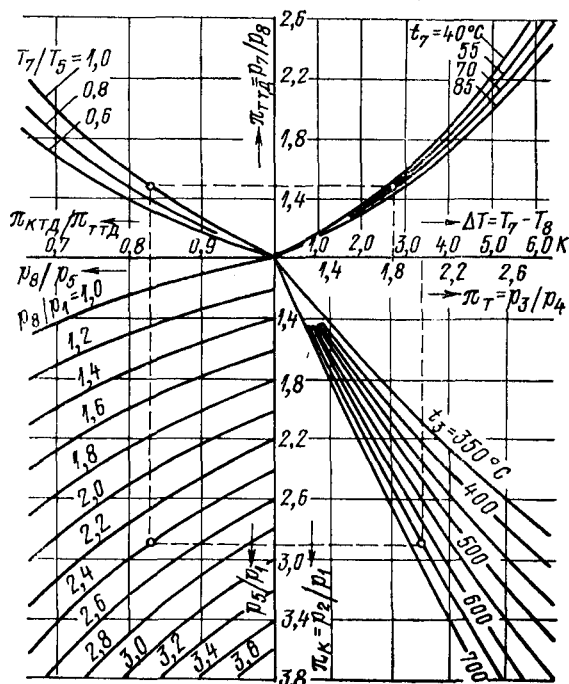


Рис. 9.5. Номограмма для определения понижения температуры в охлаждающей турбине

выпускных газов, равной 923 К (650° С), находится степень повышения давления в компрессоре $K p_2/p_1 = 2,90$. Пренебрегая потерями в охладителе X_1 , имеем $p_3/p_1 = p_2/p_1$. Если давление наддува p_8 в 2,4 раза больше, чем давление впуска p_1 , то отношение степени повышения давления в компрессоре $K_{\text{тд}}$ к степени расширения воздуха в турбине $T_{\text{тд}}$ составит $\pi_{\text{ктд}}/\pi_{\text{тд}} = 0,83$. Если, кроме того, предположить, что температуры T_5 и T_7 равны, то для степени расширения в турбине $T_{\text{тд}}$ $p_7/p_8 = 1,48$, а для степени повышения давления в компрессоре турбодетандера $p_6/p_5 = 1,23$, считая, что в охладителе X_2 воздух охлаждается до температуры $t_7 = 55^\circ \text{С}$ (температура охлаждающей среды на входе 40—45° С), найдем снижение температуры в охлаждающей турбине $t_7 - t_8 = 28 \text{ К}$. Отсюда температура наддувочного воздуха получается равной $t_8 = 55^\circ - 28^\circ = 27^\circ \text{С}$, т. е. значительно ниже температуры охлаждающей среды 40—45° С.

Снижение температуры, достигаемое в охлаждающей турбине, будет тем больше, чем больше давление воздуха перед турбодетандером превышает давление наддува. Таким образом, эффективность применения турбоохлаждения зависит от того, на сколько может быть повышена мощность турбокомпрессора за счет увеличения теплоперепада, срабатываемого в газовой турбине T ; при этом увеличенный подпор выпускных газов за двигателем не должен свести на нет выигрыш, достигнутый при охлаждении и, следовательно, увеличении количества заряда воздуха.

В расчетах, приведенных в [9.6], способ охлаждения турбодетандером сравнивался с соответствующим способом турбонаддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха (при одинаковых допущениях). Одинаковые допущения заключались, например, в равенстве давлений наддува и в связи с этим примерно одинаковых уровнях давления в цилиндре (определяющих механическую напряженность), равенстве коэффициентов избытка воздуха, равенстве к. п. д. турбокомпрессоров и равенстве температуры охлаждающей среды в охладителе наддувочного воздуха. Упрощающие допущения оказывают незначительное влияние на результат сравнения турбодетандерного охлаждения с обычным способом турбонаддува.

Вследствие более высокого подпора выпускных газов при турбодетандерном охлаждении сначала затрудняется продувка, а при дальнейшем повышении давления p_3 уменьшается и количество заряда. И то и другое действует в направлении, противоположном увеличению заряда за счет снижения температуры наддувочного воздуха при турбодетандерном охлаждении. При определенной величине подпора становится невозможным достижение увеличения количества заряда, а следовательно, и повышение мощности. Обратное воздействие повышенного подпора на количество свежего заряда в цилиндре зависит и от выпускной системы; в указанном расчете предполагался импульсный турбонаддув.

На рис. 9.6 показана зависимость отношения средних эффективных давлений при турбодетандерном охлаждении и при обычном

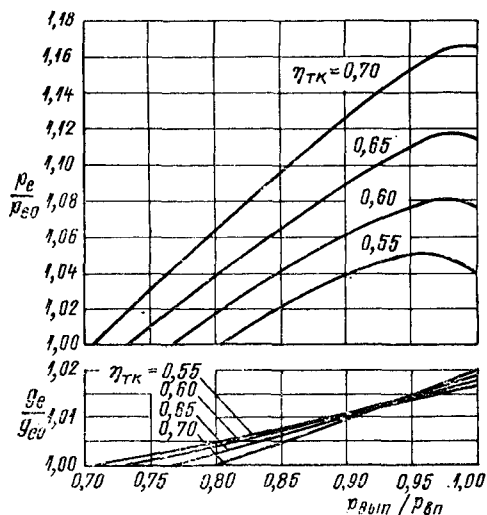


Рис. 9.6. Влияние коэффициента избытка воздуха α на повышение мощности p_e/p_{e0} , достигаемое за счет турбодетандерного охлаждения

способе охлаждения наддувочного воздуха p_e/p_{e0} от отношения давления $p_{\text{вып}}/p_{\text{вп}}$ для определенного примера. Кривые начинаются при $p_e/p_{e0} = 1$, т. е. двигатель имеет охлаждение наддувочного воздуха без турбодетандера (или при отключенном турбодетандере). При повышении давления $p_{\text{вып}}$ прирост мощности за счет применения турбодетандерного охлаждения увеличивается примерно до $p_{\text{вып}}/p_{\text{вп}} = 0,97$, при дальнейшем повышении подпора газов выигрыш в мощности вновь уменьшается. В этом примере

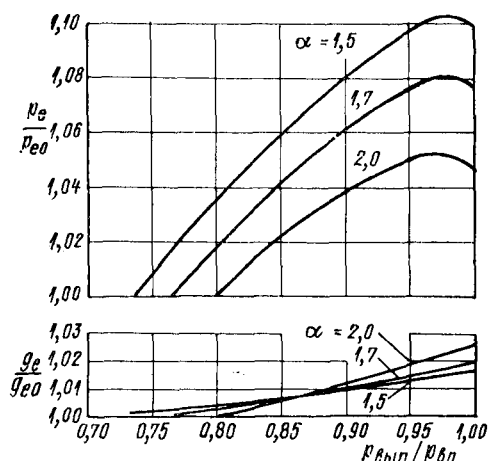


Рис. 9.7. Влияние к. п. д. турбокомпрессора η_{TK} на достигаемое повышение мощности: $p_{\text{вп}} = 2,5$ бар; $\alpha = 1,7$; $\eta_{\text{TK}} - \eta_{\text{TD}} = 0,05$; два охладителя

давление наддува $p_{\text{вп}} = 2,5$ кгс/см² (2,45 бар) поддерживалось постоянным; постоянными были и температура на выходе из охладителей наддувочного воздуха 40°С (313 К) и к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{\text{TK}} = 0,6$. При турбодетандерном охлаждении применялись два охладителя наддувочного воздуха (см. схему на рис. 9.4). Охладитель X_1 не является непременно необходимым перед турбодетандером. Однако его отсутствие оказывает некоторое отрицательное влияние на эффект охлаждения, так как компрессор турбодетандера K_{TD}

в этом случае должен сжимать воздух при более высокой температуре на входе, что отражается на балансе мощностей.

Расчет, соответствующий рис. 9.6, производился для трех значений коэффициента избытка воздуха для сгорания α : 1,5; 1,7 и 2,0; максимальное повышение составляет 10%. Расход топлива при турбодетандерном охлаждении несколько выше из-за меньшей полноты петли газообмена индикаторной диаграммы при более высоком подпоре газов. В расчетах [9.6] кроме коэффициента избытка воздуха для сгорания α варьировались также давление наддува, к. п. д. турбомашин, количество охладителей и температура воздуха на выходе из охладителей, зависящая от температуры охлаждающей среды (например, при охлаждении водой из водопровода или радиаторном охлаждении).

Как следует из рис. 9.7, влияние к. п. д. турбокомпрессора и к. п. д. турбодетандера (последний вследствие меньших размеров принимался на 5 ед. меньше, чем у ТК) очень велико: при $\eta_{\text{TK}} = 0,7$ (значение, которое в настоящее время еще практически не достигнуто) повышение мощности при турбоохлаждении достигло бы 16%.

Несколько выше было бы увеличение мощности, если бы сравнение обоих способов производилось не при равном коэффициенте избытка воздуха α , а при одинаковой термической напряженности, которая характеризуется потоком теплоты в стенки камеры сгорания. Несмотря на более высокую мощность при турбодетандерном охлаждении, отвод теплоты в стенки в этом случае — при равенстве коэффициентов избытка воздуха — ниже по сравнению с обычным способом охлаждения наддувочного воздуха. Влияние более низкой температуры заряда оказывается сильнее влияния повышения мощности. Температура выпускных газов при условии равенства теплоты, отводимой стенками, при использовании турбодетандерного охлаждения значительно выше, что следовало бы учитывать при расчете термической напряженности выпускных клапанов и турбинных лопаток.

Поскольку двухтактный двигатель намного чувствительнее реагирует на повышение подпора выпускных газов, то здесь перспективы применения турбодетандерного охлаждения с самого начала менее благоприятны, чем при четырехтактном цикле. В целом можно констатировать, что по современному уровню познаний применение турбодетандерного охлаждения на дизелях является нецелесообразным. Затраты на второй наддувочный агрегат (турбодетандер) и на второй охладитель наддувочного воздуха для повышения мощности лишь на $\sim 10\%$ являются слишком высокими. Повышение давления наддува, хотя и сопровождается возрастанием максимального давления сгорания и соответствующими конструктивными изменениями, значительно проще и дешевле. Поэтому турбодетандерное охлаждение дизелей, несмотря на то, что этот способ был предложен уже давно и неоднократно испытывался экспериментально, практически никогда не применялось.

9.3.2. Турбодетандерное охлаждение газовых двигателей

Несколько более эффективным представляется применение турбодетандерного охлаждения на газовых двигателях, так как у них мощность, как правило, ограничивается не коэффициентом избытка воздуха, а детонацией. Граница детонации в значительно большей мере зависит от температуры при начале сгорания (температура сжатия) и, следовательно, от температуры наддувочного воздуха, чем от коэффициента избытка воздуха.

Предварительные расчеты повышения мощности, которое может быть достигнуто за счет турбодетандерного охлаждения, возможны лишь в том случае, если известна зависимость границы детонации от важнейших параметров, подвергающихся влиянию турбодетандерного охлаждения. Такими параметрами являются, например, температура и давление в начале сгорания и коэффициент избытка воздуха.

В [9.7] подробно рассмотрены возможности и результаты предварительных расчетов повышения мощности газовых двигателей за счет применения турбодетандера. Так как граница детонации помимо эксплуатационных параметров двигателя зависит и от конструктивных, таких как базовые размеры цилиндра, форма

$p_{н.с}, \text{бар}$

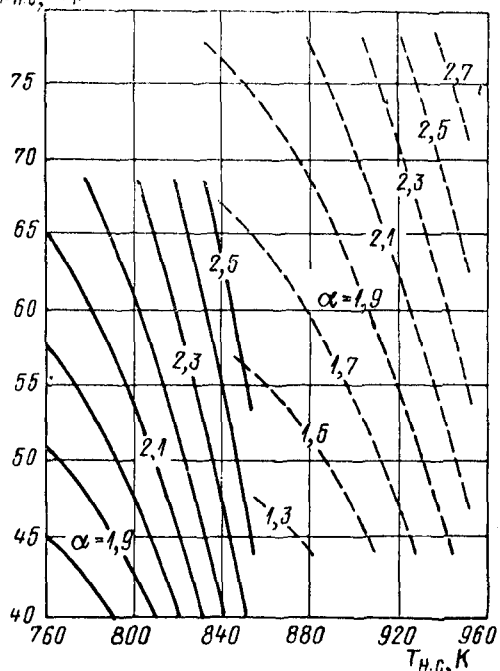


Рис. 9.8. Давление и температура заряда в начале сгорания при работе на границе детонации в зависимости от коэффициента избытка воздуха α :

— газодизель с $D=400$ мм и $n=385$ об/мин;
 --- газодизель с $D=160$ мм и $n=1200$ об/мин

соответствующей началу детонации, при различных значениях коэффициента избытка воздуха. Эти величины были определены из измерений на обоих двигателях при варьировании температуры наддувочного воздуха и его давления с помощью расчетов реальных рабочих циклов.

Для расчета процесса турбодетандера помимо баланса мощностей турбокомпрессора и баланса мощностей турбодетандера подводимое к двигателю количество газа и соответственно его мощность должны быть подобраны такими, чтобы определяемые из расчета рабочего цикла параметры $p_{н.с}$, $T_{н.с}$ и α лежали на границе детонации, показанной на диаграмме. Поскольку про-

камеры сгорания, температура стенок, расположение запальной свечи и др., а также от применяемого топлива, то диаграммы границ детонации строились для двух двигателей с различными базовыми размерами и различными рабочими циклами (с воспламенением свечой зажигания и с воспламенением от горящего факела впрыскиваемого жидкого топлива). В качестве топлива применялся природный газ, основной составляющей которого является метан и который в большинстве случаев используется в стационарных газовых двигателях с наддувом. В качестве примера на рис. 9.8 показана диаграмма границы детонации для газодизелей (при эксплуатации на природном газе). На этой диаграмме давление начала сгорания $p_{н.с}$ представлено в зависимости от температуры начала сгорания $T_{н.с}$ для мощности,

цесс турбодетандерного охлаждения и соответствующий процесс с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха рассчитывались по одной и той же программе и при одних и тех же граничных условиях, погрешности в допущениях в обоих случаях оказывают одинаковое влияние.

Результаты этих расчетов показали, что процентное повышение мощности за счет турбодетандерного охлаждения у обоих

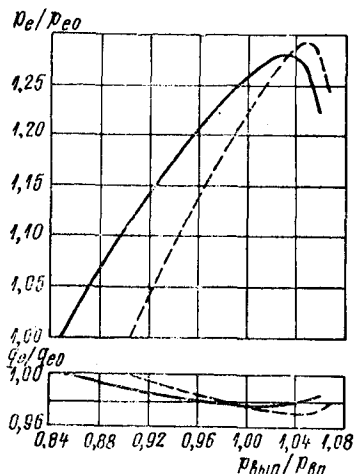


Рис. 9.9. Сравнение повышения мощности, достигаемого за счет турбодетандерного охлаждения, при двух различных базовых размерах цилиндров двигателей:

q_e/q_{e0} — изменение расхода теплоты за счет турбодетандерного охлаждения в зависимости от отношения давлений перед двигателем и за ним; — — — газодизель с $D = 400$ мм и $n = 385$ об/мин; — — — газодизель с $D = 160$ мм и $n = 1200$ об/мин

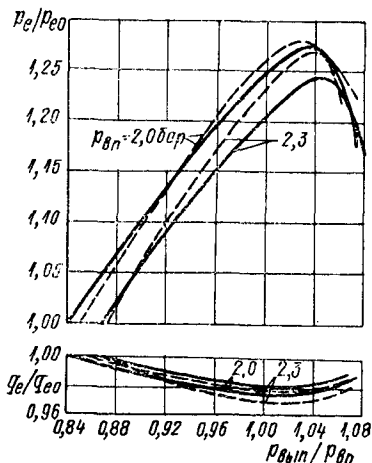


Рис. 9.10. Влияние способа сгорания на повышение мощности, достигаемое за счет турбодетандерного охлаждения, при двух различных давлениях наддува $p_{вп}$:

— — — газодизель с принудительным зажиганием; — — — газодизель; оба двигателя имеют $D = 400$ мм и $n = 385$ об/мин

двигателей различных размеров цилиндров и различных способов воспламенения различается не намного (см. рис. 9.9 и 9.10). В связи с этим полученные результаты позволяют сделать определенные обобщения. Достижимое увеличение мощности составляет приблизительно 26—28%, что значительно выше, чем у дизелей. Правда, это сопровождается повышением температуры выпускных газов и термической напряженности, характеризующейся количеством теплоты, отводимой стенками. Если бы мощность вместо детонации была ограничена термической напряженностью (постоянная теплота, отводимая стенками), то в этом случае выигрыш в мощности за счет турбодетандерного охлаждения был бы несколько меньше.

В одном из патентов фирмы «Даймлер Бенц» (патент ФРГ № 1212778 от 26.4.1962) предложен вариант турбодетандерного охлаждения по схеме рис. 9.11. Согласно этой схеме требуется

только один компрессор K , который приводится как от газовой турбины T , так и от охлаждающей турбины $T_{\text{тд}}$. В компрессоре сжимается большее количество воздуха, чем требуется для наддува двигателя, избыточный воздух после охлаждения в X_1 поступает в охлаждающую турбину, в которой он расширяется до атмосферного давления, а затем охлаждает во втором теплообменнике X_2 наддувочный воздух перед его впуском в двигатель. Как показали расчеты [9.7], при этом способе достигается практически тот же эффект, что и при использовании отдельного

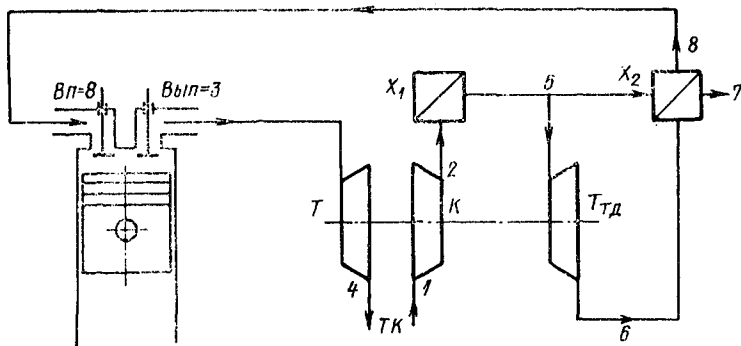


Рис. 9.11. Схема турбодетандерного охлаждения по патенту DT-PS 1212778

турбодетандера (при наличии достаточно больших теплообменников). Преимуществом способа, изображенного на рис. 9.11, является то, что при нем можно обойтись одноступенчатым наддувом, а недостатком — то, что требуется особая конструкция турбомашин с одним компрессором и двумя турбинными колесами, значительно различающихся размером, размещенными на одном валу (что чрезвычайно осложнило бы оптимальное конструирование).

Турбодетандерное охлаждение нашло практическое применение на отдельных газовых двигателях — см., например, [9.8].

9.4. СПОСОБ МИЛЛЕРА

Предложенный и осуществленный Франком Миллером способ, который описан, например, в [9.9; 9.10], отличается от обычного способа наддува наличием изменяющейся фазы закрытия впускного клапана. При увеличении нагрузки, т. е. при повышении степени наддува, угол опережения закрытия впускного клапана увеличивается, вследствие чего цилиндр лишь частично наполняется свежим зарядом. Перед ходом сжатия, т. е. еще во время хода впуска, заряд в цилиндре расширяется (при движении поршня до в. м. т.) и при этом охлаждается. Сжатие начинается (правда, за счет уменьшения количества заряда по сравне-

нию с тем, которое могло быть достигнуто при том же давлении наддува с другими фазами газораспределения) при более низкой температуре, чем при поступлении в цилиндр полного заряда.

Увеличение степени расширения по сравнению с эффективной степенью сжатия с помощью изменения момента закрытия впускного клапана уже было предложено Летоном применительно к двигателям с принудительным зажиганием без наддува — см. [9.11]. Здесь это предпринималось с целью улучшения индикаторного к. п. д. за счет удлинения процесса расширения при

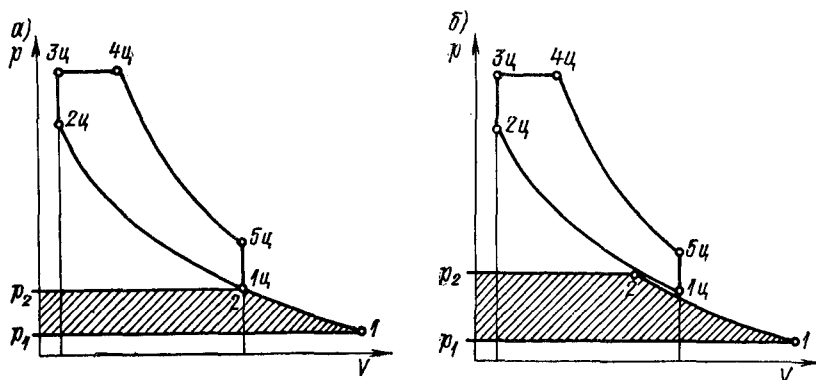


Рис. 9.12. Сравнение p — V -диаграмм идеального четырехтактного цикла двигателя с турбонаддувом (а) и цикла Миллера (б)

эффективной степени сжатия, ограниченной пределом детонации. Для двигателей без наддува следует иметь в виду, что с уменьшением наполнения цилиндра уменьшается мощность, получаемая при данном рабочем объеме, и ухудшается механический к. п. д.

У двигателей с наддувом недостаток, заключающийся в уменьшении наполнения цилиндра, может быть компенсирован соответствующим повышением давления наддува. Смысл применения способа Миллера в дизелях можно объяснить другим распределением процесса сжатия в компрессоре и в цилиндре двигателя (рис. 9.12). В то время как при обычном наддуве точка 2 на теоретической индикаторной диаграмме, изображенной на рис. 9.12, а, т. е. состояние воздуха на выходе из компрессора, совпадает с точкой 1c, т. е. состоянием, соответствующим началу сжатия в цилиндре, то при способе Миллера точка 2 лежит уже на линии сжатия (рис. 9.12, б).

Так как при одинаковой температуре охлаждающей среды в охладителе температуру $t_{вп}$ на впуске в цилиндр можно поддерживать за счет охлаждения наддувочного воздуха примерно постоянной независимо от степени повышения давления в компрессоре p_2/p_1 , то температура в точке 1c, соответствующей началу процесса сжатия, при способе Миллера ниже, чем при обычном наддуве с турбокомпрессором и охлаждением надду-

вочного воздуха. Величину давления $p_{\text{вп}} \approx p_2$ с помощью степени повышения давления в компрессоре при способе Миллера можно выбрать такой, чтобы давление в точке 1*ц* было равно давлению в этой же точке при обычном турбонаддуве (рис. 9.12).

Тогда при способе Миллера будет иметь место такое же давление сжатия, примерно такое же максимальное давление сгорания (находящееся в некоторой зависимости от величины использованной избыточной мощности), более низкая начальная температура и температура сжатия и большее количество заряда, что при том же коэффициенте избытка воздуха позволяет получить более высокую мощность. При способе Миллера и давление $p_{\text{вп}}$ можно подобрать (при тех же фазах газораспределения, т. е. при таком же сокращении сжатия в цилиндре, что и выше) таким, чтобы достичь равного количества заряда, тогда температура и давление в точке 1*ц* будут ниже, чем при обычном турбонаддуве. В этом случае при равном коэффициенте избытка воздуха и равной мощности давления и температуры на индикаторной диаграмме высоких давлений будут ниже, вследствие чего уменьшатся механические и термические напряжения. Разумеется, возможны и промежуточные значения, т. е. лишь частичное использование возможности повышения мощности при некотором снижении давлений и температур. Выбор при способе Миллера такого же давления наддува $p_{\text{вп}}$, как при обычном турбонаддуве, не имеет смысла, так как тогда в связи с уменьшением количества заряда мощность, естественно, будет ниже. Для изоэнтропного процесса от состояния 1 до состояния 2, с одной стороны, и от состояния на впуске ($p_{\text{вп}} \approx p_2$; $t_{\text{вп}} < t_2$) до состояния 1*ц*, с другой, легко рассчитать, что для идеального цикла при давлении наддува, повышенном на 40%, т. е. при увеличенной в 1,4 раза степени повышения давления в компрессоре, и при такой же температуре на впуске в цилиндр величина заряда при способе Миллера увеличится примерно на 10%. Если при одинаковых фазах газораспределения выбирается только повышение давления наддува на 30%, то величина заряда при обоих рассматриваемых способах остается примерно равной, но абсолютные значения давления и температуры в точке 1*ц* при способе Миллера будут примерно на 10% более низкими.

Приведенные выше немаловажные преимущества способа Миллера относятся только к области высокого давления на индикаторной диаграмме (т. е. учитывают лишь ту часть диаграммы, которая характеризует процессы сжатия, горения и расширения). Однако необходимо иметь в виду, что повышение давления наддува достигается при более высоком давлении подпора перед турбиной. Это сказывается на процессе газообмена (работе выталкивания, количестве остаточных газов в цилиндре) и уменьшает выигрыш, получаемый за счет составляющей высокого давления. Это влияние на суммарное повышение мощности, достигаемое при использовании способа Миллера, зачастую недооце-

нивается. Только на базе расчетов полных рабочих циклов, включая теплопередачу и газообмен, можно определить действительные преимущества системы Миллера по сравнению с обычной системой турбонаддува.

9.4.1. Применение системы Миллера на четырехтактных дизелях

В табл. 9.1 сопоставлены результаты расчетов рабочего процесса согласно п. 6.2.6 для высокофорсированных четырехтактных двигателей с обычной системой турбонаддува и с системой Миллера. Исходные значения (графа 2) замерены на одноцилиндровом двигателе с турбонаддувом. В основу сопоставления было положено среднее эффективное давление, равное 24 кгс/см² (23,54 бар). Для способа Миллера было принято давление наддува, повышающееся от 4,16 до 4,9 бар по сравнению с 3,35 бар при обычном наддуве посредством турбокомпрессора. Хотя при давлении наддува, равном 4,16 бар, максимальное давление сгорания

Т а б л и ц а 9.1. Сравнение расчетных параметров высокофорсированного четырехтактного дизеля при использовании системы наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и при использовании системы Миллера

Параметры	Охлаждение надд. воздуха	Система Миллера		
		3	4	5
1	2	3	4	5
Среднее эффективное давление p_e , бар	23,54	23,54	23,6	23,54
Давление наддува $p_2 = p_{вп}$, бар	3,35	4,16	4,51	4,9
Давление газа перед турбиной p_3 , бар	2,74	3,32	3,78	4,29
Коэффициент избытка воздуха α	1,74	1,46	1,57	1,74
К. п. д. ТК $\eta_{тк}$, %	53	53	53	53
Температура газа перед турбиной T_3 , К	872	914	888	870
Максимальное давление в цилиндре p_z , бар	136	119,2	127	130,4
Удельный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	216	220	215,3	217
Изменение теплоты, отводимой стенками * $Q_{ст}$, %	0	+6,1	+0,7	-4,8
Изменение расхода топлива * g_e , %	0	+1,6	-0,3	+0,4
Изменение удельного расхода воздуха * $g_{в}$, %	0	-6,2	-6,2	+2,5

* Для случая с охлаждением наддувочного воздуха.

оказывается примерно на 17 бар ниже (значительно более низкое давление p_2 часто рассматривается как особое преимущество способа Миллера), однако это сопровождается повышением термической напряженности (увеличением количества теплоты, отводимой стенками) и уменьшением избытка воздуха для сгорания.

Только при повышении давления наддува до 4,9 бар достигается такой же коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 1,74$) и приблизительно такая же температура выпускных газов, что и при способе турбонаддува, с которым производилось сравнение. В этом случае удельный расход воздуха повышается на 2,5%, а теплота, отводимая стенками, благодаря лучшему охлаждению наддувочного воздуха уменьшается на 4,8%. Несколько ниже становится и максимальное давление сгорания. Эти (незначительные) преимущества приобретаются за счет очень высокого давления наддува, для достижения которого необходима система двухступенчатого наддува, в то время как при обычном способе было бы достаточно одноступенчатой системы наддува.

Примером практического применения системы Миллера на дизелях в сочетании с двухступенчатым турбонаддувом является двигатель японской фирмы «Фуджи» типа 6MD26X [9.12]. Этот двигатель имеет следующие параметры: число цилиндров — 6; диаметр цилиндра — 260 мм; ход поршня — 320 мм; мощность — 2120 л. с.; частота вращения — 750 об/мин; среднее эффективное давление — 25 кгс/см²; максимальное давление сгорания — 130 кгс/см²; удельный расход топлива — 158 г/(л. с. ч) = 213 г/(кВт·ч); давление наддува — 3,5 кгс/см². Эти значения достаточно хорошо совпадают с расчетными, приведенными в табл. 9.1. Указанный двигатель оснащен двухступенчатым турбонаддувом и двухступенчатым промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Среднее эффективное давление $p_e = 25$ кгс/см² может быть достигнуто при применении обычной системы турбонаддува.

Сопоставление графы 2 с графами 3—5 таблицы показывает, что при использовании системы Миллера на высокофорсированных по наддуву дизелях при равном среднем эффективном давлении можно достичь определенных преимуществ с точки зрения механической и термической напряженностей, но они не слишком велики. Применение системы Миллера при такой степени наддува, при которой требуется двухступенчатая система, явно не окупится, в то время как при обычном способе наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха можно обойтись одним турбокомпрессором. Если же по определенным причинам, например для снижения температуры выпускных газов в связи с загрязнением турбины и долговечностью клапанов при работе на тяжелом топливе, все равно применяется двухступенчатый наддув, то в этом случае целесообразность использования способа Миллера является дискуссионной.

9.4.2. Применение системы Миллера в газовых двигателях

В связи с детонацией температура начала сжатия и соответственно начала сгорания у газовых двигателей значительно сильнее влияет на мощность, чем у дизелей, поэтому от применения системы Миллера в газовых двигателях, подобно тому как и от применения способа турбодетандерного охлаждения, следует ожидать большего эффекта, чем в дизелях. В работе [9.7] помимо

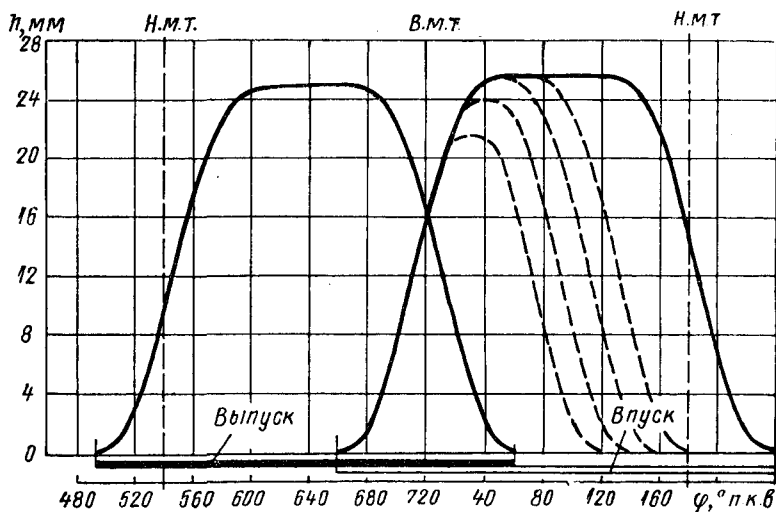


Рис. 9.13. Подъем выпускного и впускного клапанов при различных углах открытия

турбодетандерного охлаждения подробно исследовалось и применение способа Миллера в газовых двигателях (с помощью сравнительных расчетов рабочих циклов). На рис. 9.13 показана диаграмма газораспределения для выпускного и впускного клапанов; для последнего изображены варианты более раннего закрытия по способу Миллера. Для двигателя с обычным наддувом впускной клапан закрывается через 55° п. к. в. после н. м. т. ($\varphi_{\text{пер}} = 235^\circ$ п. к. в., отсчет от в. м. т. периода газообмена), а для способа Миллера углы закрытия впускного клапана $\varphi = 180, 160, 140$ и 120° п. к. в.

На рис. 9.14 показаны графики изменения давления в цилиндре при принятом равном давлении сжатия (т. е. соответственно более высокое давление наддува при более раннем закрытии впускного клапана) и соответствующего изменения температуры для различных углов закрытия впускного клапана. Зависимость рабочих параметров, рассчитанных для давления наддува $p_2 = 2,3$ кгс/см² (2,26 бар), к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{\text{тк}} = 0,6$ и температуры наддувочного воздуха $t_{\text{вн}} = 60^\circ \text{C}$, от момента

закрытия впускного клапана представлена на рис. 9.15. Из этого рисунка видно, что на границе детонации мощность может быть повышена примерно на 36% (при возрастании p_e от 10,6 до 14,5 бар). При этом максимальное давление сгорания повышается с 84 до 110 бар, потребное давление наддува — с 2,26 до 4,5 бар, температура выпускных газов — примерно на 50° С. Уменьшение расхода теплоты составляет ~5%. Результаты названных выше

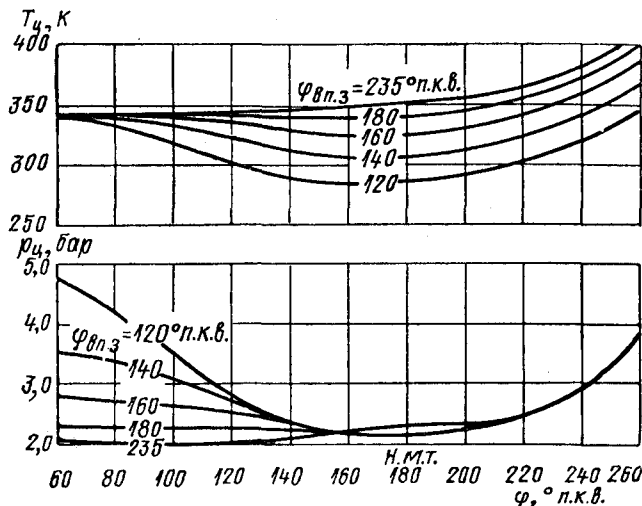


Рис. 9.14. Изменение температуры T_c и давления p_c в цилиндре в конце хода выпуска и в начале сжатия при различных углах закрытия впускного клапана φ и различных давлениях на впуске $p_{вп}$ (величина $p_{вп}$ так увязана с углом φ , что давление сжатия постоянно)

расчетов показывают, что с помощью способа Миллера на газовых двигателях можно достичь увеличения мощности на 25—40% в зависимости от давления наддува, температуры наддувочного воздуха за охладителем, к. п. д. турбокомпрессора и др. Согласно этим результатам, применение способа Миллера в газовых двигателях более перспективно, чем применение турбодетандерного охлаждения. Кроме того, способ Миллера проще, в особенности при его использовании в газовых двигателях, работающих по циклу Отто с зажиганием от запальной свечи. В отличие от турбодетандерного охлаждения, в системе Миллера требуется только один турбокомпрессор (если требуемое повышение мощности может быть достигнуто при одноступенчатом наддуве). Еще одним преимуществом его является то, что поскольку воспламенение в газовых двигателях с принудительным зажиганием не зависит от температуры сжатия и, следовательно, от степени сжатия, то здесь не требуется изменения в ходе эксплуатации угла закрытия впускного клапана, как у дизелей, а этот угол

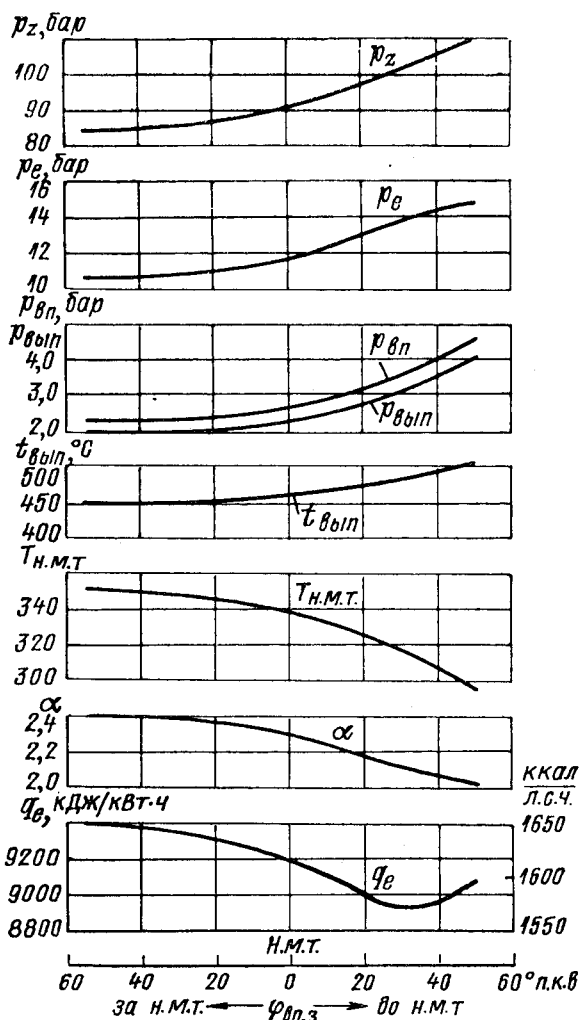


Рис. 9.15. Результаты расчета некоторых основных параметров в зависимости от угла закрытия φ впускного клапана:

$T_{н. м. т}$ — температура при положении поршня в н. м. т.

может быть твердо установлен на более раннее закрытие, например 40° п. к. в. до н. м. т.

Способ Миллера практически успешно применяется в газовых двигателях — см., например, [9.10; 9.13], — где с его помощью достигается повышение мощности, которое (в отличие от использования этого способа в дизелях) достаточно велико по сравнению с необходимыми затратами. Отсюда можно заключить, что применение этого способа было бы целесообразно и в двигателях с принудительным зажиганием, работающих на жидких топливах, если бы на этих двигателях применялся наддув с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Следует также отметить благоприятное влияние способа Миллера (при правильном согласовании с настроенным турбокомпрессором) на качество выпускных газов [9.27].

9.5. ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ НАДДУВ

Под двухступенчатым наддувом понимается последовательное включение двух турбокомпрессоров, которые при равных массовых расходах имеют различные объемные расходы (различные уровни давлений) и соответственно различные размеры.

Основными преимуществами системы наддува, состоящей из двух ступеней, по сравнению с двухступенчатым турбокомпрессором, в которой последовательно включенные компрессоры и турбины расположены на одном валу, являются более широкая характеристика и лучший общий к. п. д., так как раздельно вращающиеся компрессоры и турбины имеют лучшую приспособляемость. Поскольку двухступенчатое исполнение, как правило, представляет собой специальную конструкцию, то ее стоимость будет выше по сравнению с двумя одноступенчатыми турбокомпрессорами, которые в связи с большой потребностью для двигателей с наддувом выпускаются в больших количествах. Недостатком системы двухступенчатого наддува являются и большие габаритные размеры.

По отношению к одноступенчатому наддуву двуступенчатый наддув имеет следующие преимущества.

1. Значительно более высокий уровень давления наддува и в связи с этим возможность получения больших величин среднего эффективного давления.

2. Более высокий к. п. д. при равном давлении наддува, так как к. п. д. компрессора и к. п. д. турбины падают при увеличении напора или соответственно перепада в каждой ступени. К. п. д. двухступенчатого наддува еще может быть повышен за счет применения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

3. Более широкое поле характеристик и поэтому лучшая приспособляемость к желательному диапазону работы двигателя.

Применение двухступенчатой системы связано с увеличением массо-габаритных показателей всего турбонаддувочного агрегата

(по сравнению с одноступенчатой системой) и, следовательно, с его удорожанием.

Результаты некоторых испытаний систем двухступенчатого наддува как на четырехтактных, так и на двухтактных дизелях были опубликованы в 1965 г. [9.14; 9.15], хотя поначалу этот способ и не находил практического применения.

Если учесть меры, принимаемые в двигателе для снижения механических и термических напряжений, то отношение увеличения мощности к увеличению затрат при двухступенчатом наддуве по сравнению с одноступенчатым будет меньше, чем аналогичное соотношение при одноступенчатом наддуве по сравнению с двигателем без наддува. В принципе здесь нужно оценить (в гораздо большей степени, чем при переходе от двигателя со свободным всасыванием к двигателю с наддувом), что принесет большие преимущества при достижении определенной мощности: применение дополнительного нагнетателя и охладителя со всеми необходимыми трубопроводами и изменениями в самом двигателе или же увеличение диаметра цилиндра.

Недостатком двухступенчатого наддува является худшая приемистость, так как при использовании той же энергии выпускных газов (при равном среднем эффективном давлении) должны разгоняться два ротора турбокомпрессоров, между которыми распределяется имеющийся перепад. Согласно [9.16], один и тот же двигатель достигал среднего эффективного давления, равного 16,3 бар (16,5 кгс/см²), при 1000 об/мин в случае применения одноступенчатого наддува за 11 с, а в случае применения двухступенчатого наддува — за 18,5 с.

Несмотря на то что достигаемые при одноступенчатом наддуве средние эффективные давления, которые у четырехтактных дизелей доходят до 25 бар, а у двухтактных — до 15 бар, на практике еще не применяются, в настоящее время все большее внимание уделяется исследованию проблем двухступенчатого наддува как расчетными, так и экспериментальными методами [9.4; 9.16—9.20]. Некоторые типы двухтактных дизелей с двухступенчатым наддувом уже подготовлены к производству [9.21].

9.6. СИСТЕМА НАДДУВА «КОМПРЕКС»

Упомянутые в пп. 8.2 и 8.3 недостатки турбокомпрессора, касающиеся его разгонной характеристики и протекания крутящего момента двигателя, дают повод заниматься развитием других систем наддува, которые бы не имели этих недостатков.

Введенное швейцарской фирмой «Броун Бовери» (г. Баден) наименование «Компрекс» [9.22] 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 расширения¹. Принцип действия этой системы основан на том, что волна давления, проходящая через канал трубопровода, отражается на свободном конце отрицательно, т. е. как волна разрежения, а на закрытом конце как волна давления, и, наоборот, всасывающая волна на открытом конце отражается как волна давления, а на закрытом — как всасывающая.

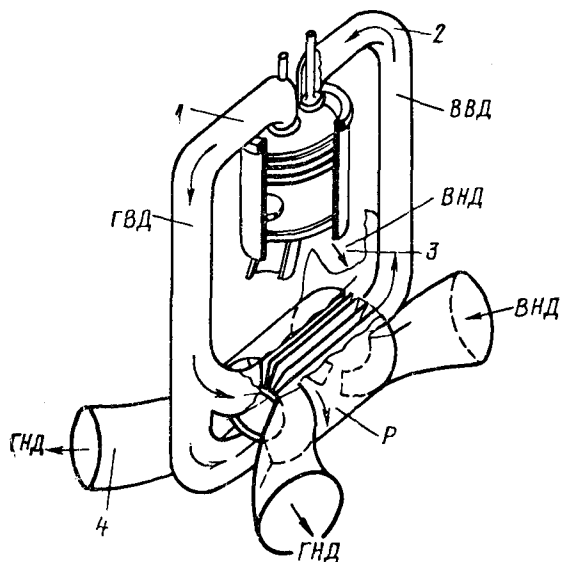


Рис. 9.16 Схема устройства системы наддува «Комплекс»

Система наддува «Комплекс» состоит из ротора P с осевыми каналами-ячейками трапециевидального сечения, открытыми с торцов (рис. 9.16). Ротор, укрепленный в подшипниках и окруженный кожухом, приводится через ременную передачу от коленчатого вала двигателя. Мощность, необходимая для вращения ротора, невелика, так как она расходуется только на преодоление трения в подшипниках и вентиляционных потерь. Воздушные и газовые каналы сходятся на торцевых сторонах корпуса: патрубки низкого давления воздуха $ВНД$ и высокого давления воздуха $ВВД$ 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 выпуск-

¹ Наименование «Compreх», происходит от английских слов compression — сжатие и expanding — расширение (прим. переводчика).

Газодинамический цикл начинается в 1 с того, что канал-ячейка заполняется свежим воздухом под действием атмосфер-

Газодинамический цикл начинается в 1 с того, что канал-ячейка заполняется свежим воздухом под действием атмосфер-

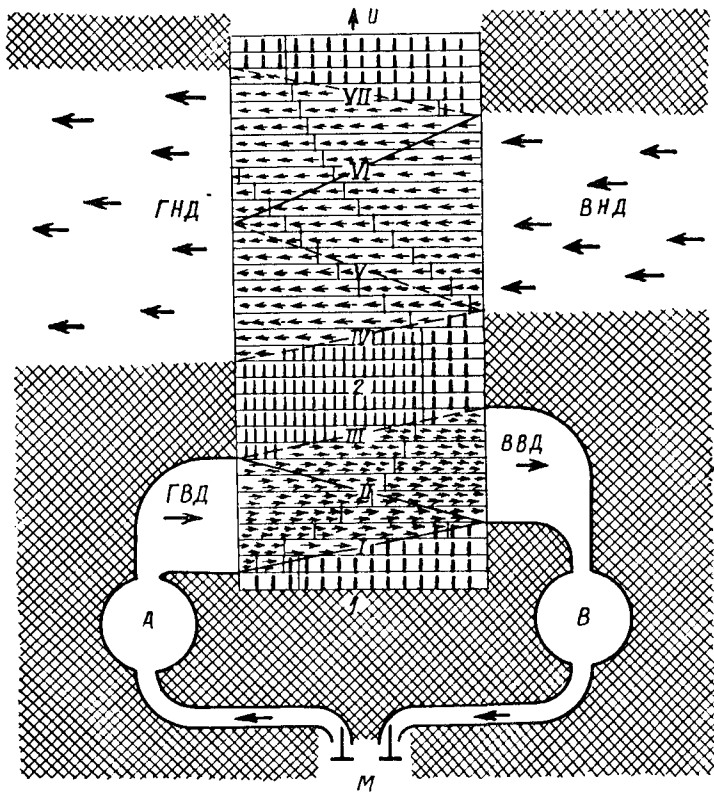


Рис. 9.17. Волны давления и газодинамические процессы в агрегате наддува «Компресс», представленные схематично на развертке ротора

ного давления; вертикальные штрихи на рисунке обозначают, что скорость движения газов в этой зоне равна нулю. Отработавшие газы из двигателя M поступают в выпускной коллектор A , из которого под постоянным давлением перетекают в ячейки ротора ($ГВД$). Как только вследствие вращения ротора заполненная воздухом низкого давления ячейка входит в контакт с патрубком $ГВД$, возникает волна давления I , которая распространяется в ячейке со скоростью звука, сжимает находящийся в ней

воздух и вытесняет его в направлении патрубка *ВВД*. Вслед за волной давления в ячейки ротора входит газ высокого давления. Поскольку ротор вращается в направлении *U*, соединительная линия фронта волны в отдельных ячейках проходит под углом к осевому направлению. Волна давления *I* достигает конца ячейки примерно в тот момент, когда открывается выход воздуха высокого давления (патрубок *ВВД*). Волна давления отражается от торца ячейки и возвращается в нее в виде волны давления *II*, которая дожимает свежий воздух. В зоне высокого давления сжатый воздух вытекает во впускной коллектор *В*, а из него поступает в двигатель *М*. Внезапная остановка газового потока у кромки, перекрывающей вход газов в ячейку из патрубка *ГВД*, создает волну разрежения *III*, которая снижает давление газов и уменьшает до нуля скорость их движения. В тот момент, когда правый конец ячейки проходит кромку, перекрывающую патрубок *ВВД*, выпускные газы заполняют приблизительно две трети ячейки и отделяются от имеющегося воздуха зоной перемешивания. В зоне 2 давление ниже, чем в зоне высокого давления, но выше, чем атмосферное, поэтому газы вытекают из ячейки в выпускную трубу, как только ротор поворачивается в положение, при котором ячейка сообщается с патрубком отвода газов *ГНД*. Волна разрежения *IV*, возникающая в ячейке, достигает правого ее конца в тот момент, когда устанавливается сообщение с каналом *ВНД*. Эта волна разрежения 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 разрежение, и она заполняется свежим воздухом. Когда выпускные газы и смесь газов с воздухом, естественно образующаяся при их непосредственном контакте, полностью вытекают из ячеек, цикл может начинаться вновь с *I*.

Осуществление этого столь просто описанного способа на практике встретило ряд трудностей, которые преодолевались в процессе многолетнего развития.

Для обеспечения симметричного нагревания кожуха, необходимого для сохранения малых зазоров как с торцевой, так и с боковой сторон, все каналы выполнены парными, как это показано на рис. 9.16.

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

Основная трудность заключалась в достижении высокой степени наддува в более широком диапазоне частот вращения. Ро-

тор приводится от коленчатого вала двигателя при постоянном передаточном отношении, т. е. при низкой частоте вращения двигателя ротор также имеет низкую частоту вращения. Время пробега волн в каналах зависит только от температуры газа или воздуха, но температура газа зависит не от частоты вращения двигателя, а от крутящего момента. В соответствии с этим оптимальные размеры ротора и его частота вращения могли быть определены только для одного скоростного режима двигателя. 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 простой цикл при отклонении условий работы от расчетных, что дает возможность применять этот способ наддува в широком диапазоне нагрузочных и скоростных режимов работы автомобильного двигателя.

Преимущества системы «Комплекс» лучше всего видны из сопоставления ее с системой турбонаддува [9.23]. Автомобильный дизель типа ДК швейцарской фирмы «Адольф Зауер» (г. Арбон) для сравнения испытывался как на стенде, так и на грузовом автомобиле с применением турбонаддува и системы «Комплекс» (рис. 9.18 и 9.19). Шестицилиндровый рядный двигатель имеет диаметр цилиндра 128 мм и ход поршня 140 мм, что соответствует рабочему объему 10,8 л. Максимальная мощность двигателя без наддува составляет 210 л. с. при частоте вращения 2200 об/мин, а при применении наддува (той или иной системы) она достигает 300 л. с., т. е. повышается примерно на 43%. При турбонаддуве максимальный крутящий момент двигателя соответствует среднему эффективному давлению, равному 13 бар; максимум кривой изменения крутящего момента имеет место при частоте вращения 1400 об/мин, при более низких значениях n крутящий момент резко падает (рис. 9.18).

При использовании системы «Комплекс», как следует из рис. 9.19, наибольшему крутящему моменту двигателя соответствует среднее эффективное давление $p_e = 13,7$ бар; максимум M_e достигается при $n = 1100$ об/мин, при более низких частотах вращения наблюдается лишь незначительное уменьшение крутящего момента. Таким образом, характер изменения крутящего момента в этом случае является более благоприятным.

Еще большее различие между турбонаддувом и системой «Комплекс» наблюдается при работе двигателя на режиме разгона (рис. 9.20). Разгон ротора обменника давления при системе «Комплекс» — в отличие от ходовой части турбокомпрессора — при мгновенном набросе нагрузки двигателя не требуется, так как здесь наддув происходит посредством волн давления. Из рисунка видно, что давление наддува, равное 1 бар, достигается при системе «Комплекс» уже приблизительно через 1,1 с, в то

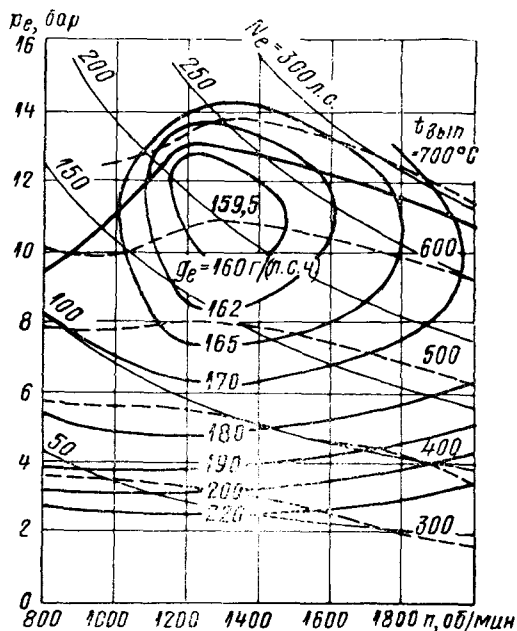


Рис. 9.18. Характеристика автомобильного дизеля («Заурер», тип DK) с турбонаддувом

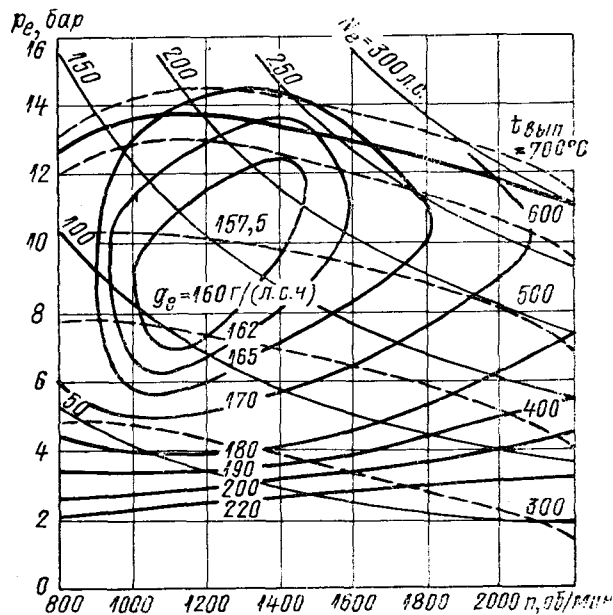
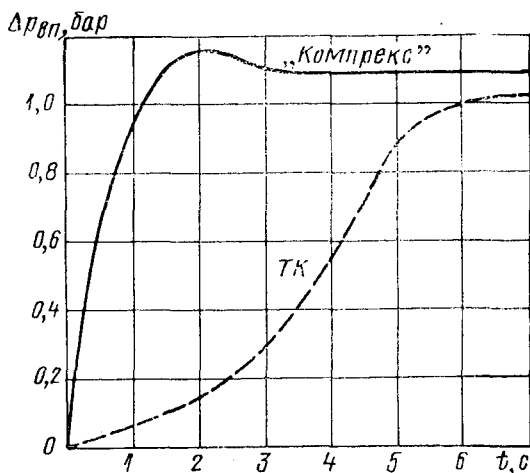


Рис. 9.19. Характеристика автомобильного дизеля («Заурер», тип DK) с системой наддува «Комплекс»

время как при турбонаддуве — только через 6 с. При использовании системы «Комплекс» отпадает необходимость ограничения топливоподачи по давлению наддува в связи со снижением дымности.

Нужно заметить, что для изготовления ротора обменника давления не требуются материалы высокой жаропрочности, так как ротор попеременно соприкасается с газом и воздухом и воспринимает среднюю температуру между этими двумя средами. То же относится и к кожуху, который выполняется неохлаждаемым.

Рис. 9.20. Изменение давления наддува по отношению к исходному состоянию при мгновенном разгоне двигателя с системой «Комплекс» и турбонаддувом



Однако этим важным для автомобильных двигателей преимуществам противостоят и недостатки, которые до сих пор препятствовали широкому распространению системы «Комплекс»: большие габаритные размеры и более высокая стоимость, чем у турбокомпрессора. Поскольку ротор обменника давления приводится от коленчатого вала двигателя, как правило, через ременную передачу, размещение агрегата «Комплекс» на двигателе является не таким свободным, как турбокомпрессора. При серийном производстве таких агрегатов стоимость изготовления их может быть существенно уменьшена, в процессе дальнейшего развития можно ожидать и уменьшения габаритных размеров. По-видимому, затраты на снижение шума системы «Комплекс» будут несколько выше, чем при турбонаддуве.

9.7. СИСТЕМА «ГИПЕРБАР»

Свободно вращающийся турбокомпрессор можно рассматривать как газовую турбину, не создающую мощности, для которой двигатель образует камеру сгорания. В последнее время под наименованием «Гипербар» стал известен способ наддува [9.24; 9.25], при котором к газовой турбине помимо выпускных газов двигателя внутреннего сгорания подводится непосредственно

из компрессора воздух, нагреваемый за счет сжигания топлива в камере сгорания. Такие идеи о применении камеры сгорания сами по себе не новы, но в более ранних предложениях камера сгорания использовалась либо на эксплуатационных режимах, при которых к турбине подводится слишком мало энергии с выпускными газами (в связи со слишком низкой температурой отработавших газов), либо в том случае, когда с газовой турбины снималась добавочная полезная мощность [9.26]. Как видно из рис. 9.21, при системе наддува по методу «Гипербар» посту-

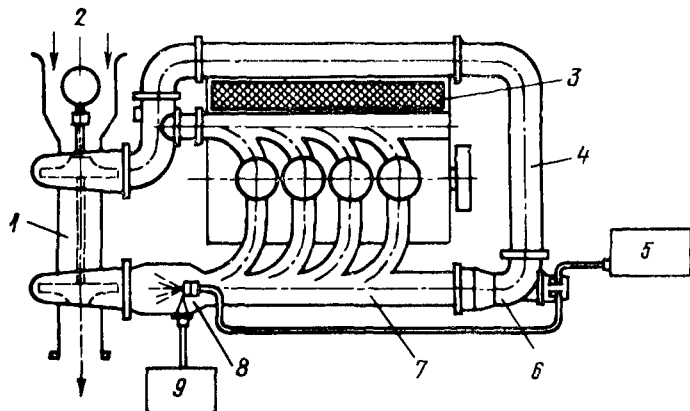


Рис. 9.21. Схема системы наддува «Гипербар»:

1 — турбокомпрессор; 2 — пусковой двигатель; 3 — охладитель наддувочного воздуха; 4 — перепускной канал; 5 — топливный насос; 6 — регулятор; 7 — зона перемешивания выпускных газов и перепускаемого воздуха; 8 — камера сгорания; 9 — устройство для зажигания и контроля пламени

пающий из компрессора поток воздуха разделяется на наддувочный, подаваемый в двигатель, и дополнительный, проходящий через перепускной канал и смешивающийся затем с выпускными газами; этот дополнительный воздух нагревается в камере сгорания и подводится к турбине.

Система наддува «Гипербар» характеризуется следующими особенностями.

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

2. Турбокомпрессор имеет очень высокую степень повышения давления воздуха (до $5 : 1$; 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.

3. Для пуска двигателя охладитель наддувочного воздуха отключается, и воздух (вследствие низкой степени сжатия в цилиндре) подогревается. При эксплуатации нет необходимости

в предварительном подогреве в связи с тем, что воздух нагревается в компрессоре, имеющем высокую степень повышения давления; наддувочный воздух, наоборот, охлаждается.

4. Впрыск топлива в камеру сгорания и перепуск воздуха регулируются по определенным заданным закономерностям (рис. 9.22). Небольшое запальное пламя постоянно горит в камере сгорания.

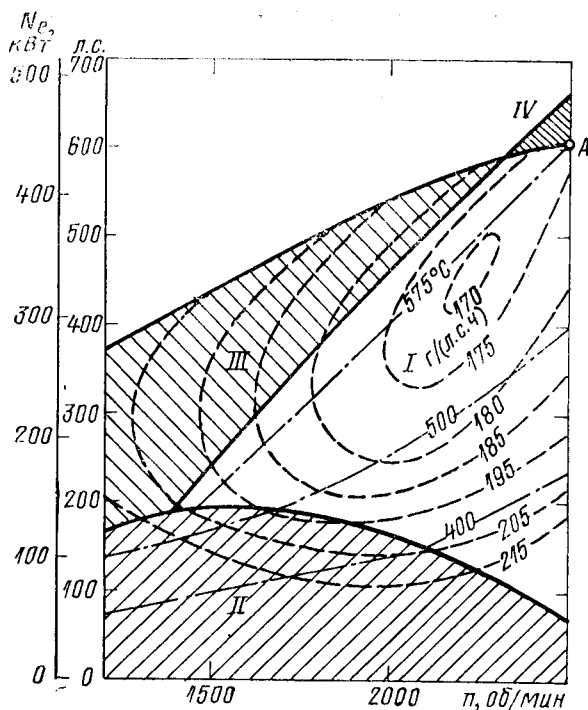


Рис. 9.22. Универсальная характеристика дизеля «Пойо» типа 6L520 (шесть цилиндров, $D = 135$ мм, $S = 122$ мм) с системой наддува «Гипербар»:

A — расчетная рабочая точка; I — область режимов только при работающем турбокомпрессоре и горящем запальном пламени; II — область режимов работы с перепуском воздуха и горелкой для осуществления самовоспламенения в двигателе; III — область режимов работы с перепуском и горелкой для обеспечения высокого давления наддува и высокого крутящего момента

Преимуществами этого способа являются: высокое среднее эффективное давление (до 30 бар) при максимальном давлении сгорания, не превышающем 140 бар ($p_z/p_e \approx 4,65$), высокая удельная мощность, умеренная тепловая нагрузка (предположительно вследствие низкого сжатия в двигателе в сочетании с высоким сжатием в компрессоре и низкой температурой наддувочного воздуха), благоприятный характер изменения крутящего

момента и хорошая приемистость двигателя, так как давление наддува поддерживается высоким и на режимах малых нагрузок.

Недостатком является высокий расход топлива во всем диапазоне нагрузок, который вследствие низкой степени сжатия значительно выше, чем при обычной системе наддува, также и на тех режимах работы, при которых камера сгорания отключена или при которых горит только запальное пламя. В качестве оптимальных указываются значения $g_{\text{с}}$, равные 231 г/(кВт·ч) [170 г/(л. с. ч)] для двигателя с малыми базовыми размерами и 227 г/(кВт·ч) [167 г/(л. с. ч)] для двигателя с большими базовыми размерами (рис. 9.22), т. е. даже оптимальные значения, достигаемые при отключенной камере сгорания, примерно на 20 г/(кВт·ч) выше, чем у двигателя с обычным турбонаддувом.

10. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Основное содержание книги составляет рассмотрение проблем совместной работы турбокомпрессора и двигателя, поэтому здесь рассматриваются лишь некоторые важнейшие конструктивные особенности турбокомпрессоров.

10.1. РОТОР

10.1.1. Число ступеней

Несмотря на то, что раньше при создании систем высокого наддува, т. е. при переходе к степеням повышения давления в компрессоре выше 2,5, применялись двухступенчатые конструкции [10.1; 10.2], что было связано с опасением чрезмерного увеличения окружных скоростей в одной ступени, в настоящее время турбокомпрессоры выполняются преимущественно одноступенчатыми. Степени повышения давления $\pi_{\text{к}} = 3,5$, достаточные для средних эффективных давлений $p_e = 20 \dots 22$ бар, достигаются в серийно изготавливаемых одноступенчатых турбокомпрессорах, и в перспективе следует ожидать дальнейшего увеличения $\pi_{\text{к}}$.

При очень высоких степенях повышения давления, обеспечение которых в одноступенчатых компрессорах невозможно или сопряжено с неудовлетворительными эксплуатационными параметрами, предпочитают включать последовательно два турбокомпрессора различных размеров (в связи с разными объемными расходами при разных уровнях давления). Как правило, стоимость двух различных турбокомпрессоров не выше, чем одного двухступенчатого, правда, они занимают больше места. Два турбокомпрессора, кроме того, имеют вследствие лучшей приспособ-

ляемости более широкий рабочий диапазон, чем двухступенчатый агрегат с одним валом, так как у каждого из них может быть выбрана оптимальная величина отношения u/c_0 , см. п. 9.5.

10.1.2. Конструкция колес

Хотя осевые компрессоры в отдельных случаях находят применение и в турбонаддувочных агрегатах, широкое распространение получили лишь радиальные компрессоры в связи с их компактностью и более низкой стоимостью. Среди них наиболее часто встречается полуоткрытая конструкция с радиально направленными лопатками, благодаря чему достигаются более высокие окружные скорости и коэффициенты напора (см. п. 4.3). У турбинных колес применяются как осевые, так и радиальные конструкции (рис. 10.1 и 10.2).

При уменьшении размеров осевых турбин их лопатки становятся более низкими, сильнее сказывается влияние зазора и граничной зоны, что отрицательно действует на к. п. д. С уменьшением диаметра колес для малых расходов газа все предпочтительнее из соображений получения хороших значений к. п. д. становится радиальная турбина. Другими причинами, из-за которых выполняются радиальные турбины только небольших размеров, являются проблемы их изготовления и обеспечения прочности. Радиальные турбины должны отливаться из высокожаропрочного материала методом точного литья (литье по выплавляемым восковым или пластмассовым моделям), что требует дорогостоящих форм для изготовления моделей. Это окупается только при больших количествах, которые скорее достигаются при малых размерах. При больших размерах, кроме того, труднее достичь равномерной структуры литья, а большие разности температур между лопатками и ступицей при больших размерах обуславливают повышенные термические напряжения. Наряду с этим допустимые массы деталей также ограничены возможностями техники вакуумного литья.

В диапазоне диаметров менее 160 мм в настоящее время используются только радиальные конструкции турбин, а в диапазоне свыше 300 мм — только осевые. В области между этими двумя значениями применяются оба типа.

10.1.3. Материал и изготовление колес компрессоров

Для окружных скоростей, достигаемых в компрессорах, определяющей характеристикой применяемого материала является так называемая длина текучести, которая представляет собой частное от деления предела текучести на удельную массу. Эту величину можно представить себе с помощью вертикально висящей свободной проволоки, у которой предел текучести достигается под действием собственной тяжести. В качестве предела текучести у турбин и компрессоров принимается условный предел



Рис. 10.1. Ротор с радиальной турбиной

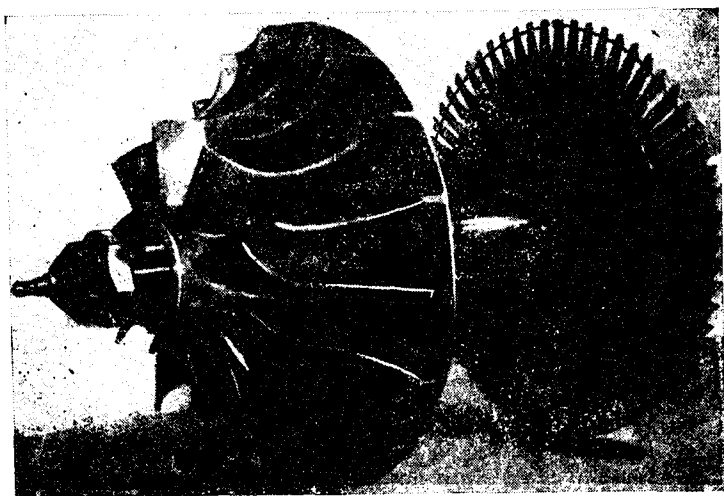


Рис. 10.2. Ротор с осевой турбиной

текучести $\sigma_{0,2}$, т. е. напряжение, при котором остаточная деформация составляет 0,2% первоначальной длины (под действием соответствующей нагрузки в течение 10^3 или 10^4 ч). Пока степени повышения давления не превышают 4, для материалов колес компрессоров можно подставлять условный предел текучести при комнатной температуре. В табл. 10.1 представлены важнейшие свойства некоторых алюминиевых сплавов по сравнению с легированной сталью и титаном.

Длина текучести у алюминиевых сплавов невелика, к преимуществам этих сплавов относится и их более легкая обрабатываемость.

Таблица 10.1. Свойства материалов колес компрессоров

Марка материала	σ_B	$\sigma_{0,2}$	$\delta_5, \%$	$\rho, \text{кг/дм}^3$	$\frac{\sigma_{0,2}}{\rho g}, \text{ км}$
	Н/мм ²				
Силумин гамма литой	260	220	1	2,65	8,3
Силумин гамма кованный	350—370	270—280	2—4	2,65	10,2—10,6
Алюфонт 47 литой	350—420	270—280	3	2,75	9,8—10,2
Перунал В кованный	—	400	8	2,85	14
Сталь G-X22CrMoV121	900	600	15	7,8	7,7
литая					
Сталь DMV 83 кованая	—	800	15	7,8	10,3
улучшенная					
Титан 33 (Кчпр) кова- ный	900	840	10	4,43	19
Титановый сплав 6AL4V	1000—1250	800—1000	5—15	4,43	18,1—22,6

мость, а также меньшая, по крайней мере по отношению к титановым сплавам, стоимость. Поэтому при выборе материала для изготовления колес компрессоров предпочтение отдается алюминиевым сплавам. Эти колеса обладают также малым моментом инерции, что облегчает разгон турбокомпрессора.

Наиболее дешевым способом изготовления колес компрессоров является литье. Прогресс в области литейных сплавов (например, появление сплава «алюфонт») и совершенствование техники литья (гипсовые модели) позволили применять литейные сплавы при окружных скоростях до 430 м/с; критические скорости разрыва таких колес при испытаниях составляют 700 м/с и более.

Из кованого материала колеса фрезеруются цельными или выполняются из двух частей, причем диск колеса (радиальная часть) штампуются, а вращающийся направляющий аппарат с изогнутыми лопатками изготавливается либо фрезерованием, либо методом точного литья. Считается, что такой способ изготовления при соответствующих технологических приспособлениях должен быть не дороже, чем литье. Кованые сплавы имеют большие значения предела прочности при изгибе и длины текучести (речь идет о современных материалах, таких как, например, перунал В).

Для обеспечения высоких степеней повышения давления в одной ступени, т. е. свыше 4, в связи с недостаточной прочностью алюминиевых сплавов при температурах свыше 150 ... 200° С необходимо выбирать другие материалы и прежде всего сталь. Применение титана пока еще сильно ограничено вследствие его высокой стоимости и трудной обрабатываемости.

10.1.4. Материал и изготовление турбинных колес

Для изготовления колес радиальных турбин применяется только точное литье, так как фрезерование труднообрабатываемого высокожаропрочного материала было бы слишком дорогим. В табл. 10.2 показана прочность некоторых жаропрочных сплавов.

Таблица 10.2. Термическая прочность некоторых материалов турбинных колес

Марка материала	$\sigma_{\text{н}}$ при 20°С, Н/мм ²	1%-ный предел текучести 10 000 ч (Н/мм ²) при температуре (°С)			0,2%-ный предел текучести 1000 ч (Н/мм ²) при температуре (°С)				
		500	550	600	500	650	750	815	900
Еёлер DMV 83	600	230	130	—	—	—	—	—	—
Еёлер Турбо-терм 1616	—	—	220	180	—	—	—	—	—
Ваку-мельт MTS 6	800	—	—	—	330	65	—	—	—
Нимоник 80А	—	—	—	—	—	390	155	755	—
Іп-713 С	760	—	—	—	—	730	775	690	280

Колеса осевых турбин изготавливаются цельнолитыми очень редко, обычно отдельно изготовленные лопатки крепятся к кованому диску турбины. Так как лопатки воспринимают более высокие температуры, чем диски, то их можно изготавливать из различных материалов, например диск — из 13%-ной хромистой стали или хромоникелевой стали марки 1613, а лопатки — из нимоник 80А. При выборе материала ориентируются на ожидаемую температуру выпускных газов на входе в турбину, которая в зависимости от типа двигателя и условий его применения колеблется в широких пределах. Так, температура выпускных газов у крупных двухтактных дизелей редко достигает 450° С (723 К) и на практике не превышает 500° С (773 К), в то время как у автомобильных четырехтактных двигателей с принудительным зажиганием она может составлять 1000° С (1273 К) и выше. Вследствие расширения в направляющем колесе температура на входе в рабочее колесо значительно ниже, так что для последнего достаточными являются такие сплавы, как, например, Іп — 713 С.

Способ изготовления лопаток (фрезерование, ковка в штампах, точное литье) выбирается в зависимости от имеющихся при-

способлений и масштабов производства. Для крепления лопаток к диску известный из области паровых турбин замок Лавала является недостаточным вследствие высоких окружных скоростей. Экономичным видом крепления является соединение с помощью сварки, которая, однако, может допускаться только при определенной комбинации материалов, а также крепление посредством елочного замка — при очень большом числе изготавливаемых лопаток и при наличии соответствующих приспособлений. Для устранения вибрации лопаток применяется демпфирующая проволока, проходящая через отверстия, отстоящие от конца лопасти примерно на $\frac{1}{4}$ длины (рис. 10.2). Эта проволока, как правило, не скреплена с лопатками и предохраняется от выпадения только благодаря деформации; под действием центробежной силы она прилегает к отверстию в лопатке и за счет трения демпфирует колебания.

10.2. РАСПОЛОЖЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ

Различают внешнее и внутреннее расположение подшипников (рис. 10.3).

Имеются также особые конструктивные схемы, например схема, при которой одна опора расположена снаружи, а другая — между

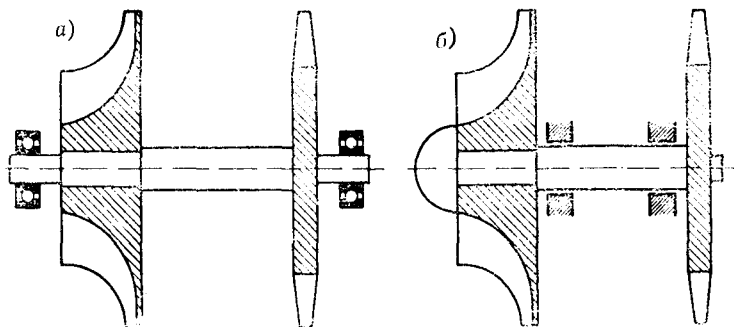


Рис. 10.3. Принципиальная схема внешнего (а) и внутреннего (б) расположения подшипников

колесами компрессора и турбины, или схема с моноротором (см. рис. 10.6). К преимуществам внешнего расположения подшипников (бесконсольной схемы) относятся: хороший доступ к подшипникам и в связи с этим удобство обслуживания и возможность их замены при малом объеме монтажных работ; меньшие диаметры цапф подшипников, чем при внутреннем расположении опор; меньший подвод теплоты к подшипнику, расположенному со стороны турбины, так как он может находиться в большем отдалении от диска. Правда, в этом случае также требуется охлаждаемое водой входное устройство компрессора (см. рис. 10.9).

Расположение опор по концам вала имеет следующие основные недостатки: большую габаритную длину; более толстый и тяжелый

вал, так как вследствие большего расстояния между подшипниками ему требуется обеспечить большую изгибную жесткость; худшую соосность подшипников, так как в отдельных корпусных деталях она должна достигаться за счет точности их взаимных посадок и так как искривления вследствие неравномерного распределения температур в связи с большими расстояниями между опорами сказываются сильнее; подвод воздуха к компрессору и газа к турбине осуществляется не так свободно, как при внутреннем расположении опор; худший доступ к облопаченным деталям.

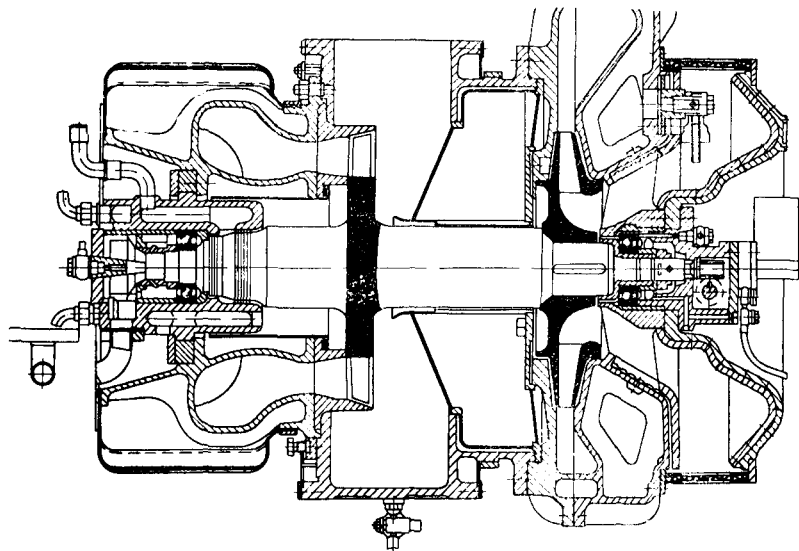


Рис. 10.4. Общий вид турбокомпрессора с внешним расположением подшипников

К преимуществам внутреннего расположения опор (двухконсольной схемы) в соответствии с вышеизложенным относится: меньшая габаритная длина при одинаковых размерах колес, как это, например, видно из сравнения рис. 10.4 и 10.5, и вместе с тем большая компактность и меньшая масса. Это часто облегчает размещение турбокомпрессора на двигателе. Газоподводящие каналы могут выполняться прямыми или с небольшими поворотами. Кроме того, турбокомпрессоры с внутренним расположением опор обходятся или вовсе без водяного охлаждения, или только с одним охлаждаемым водой подшипником, так как возможная деформация корпуса из-за различных температур не оказывает влияния на соосность подшипников (оба подшипника в одной и той же части корпуса на небольшом расстоянии друг от друга). Для турбокомпрессора, имеющего внутреннее расположение опор, не требуется газоподводящего корпуса с водяным охлаждением, что способствует улучшению к. п. д. и уменьшению опасности коррозии корпуса при работе двигателя на

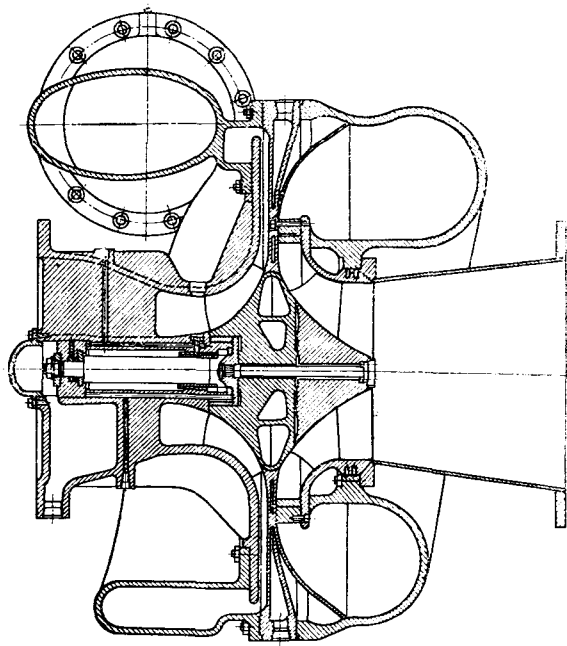


Рис. 10.5. Общий вид турбокомпрессора с внутренним расположением подшипников

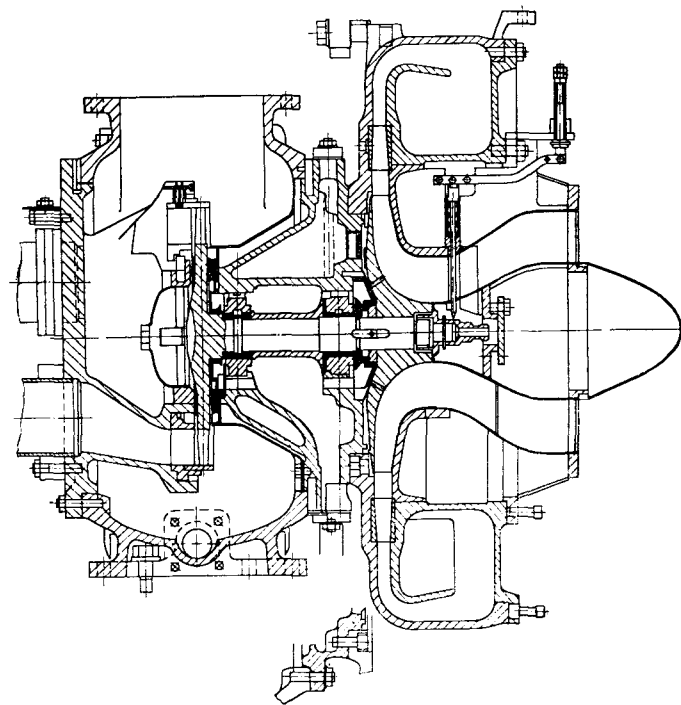


Рис. 10.6. Общий вид турбокомпрессора с моноротором (типа Лаваль)

тяжелом топливе. Стоимость изготовления турбокомпрессора с внутренним расположением подшипников, как правило, заметно ниже. Меньшая масса ротора обеспечивает более быстрый разгон турбокомпрессора.

Основными недостатками являются: больший диаметр подшипников и в связи с этим несколько повышенное трение в них; более сильный нагрев от турбинного диска подшипника, расположенного со стороны турбины; меньшее расстояние между подшипниками требует более точной балансировки ротора; замена подшипников, кроме особых конструкций (см. рис. 10.12), требует большего объема монтажных работ.

Конструктивная схема с расположением обоих подшипников по одну сторону от колес (рис. 10.6) возможна только для радиальной турбины [10.3]. Эта конструкция характеризуется наименьшим диаметром подшипников, в особенности наружного, и хорошим доступом к подшипникам. Она позволяет также работу в надкритической области частот вращения, так как расположенная в низкочастотном диапазоне критическая частота вращения первого порядка быстро преодолевается, а ее влияние предотвращается демпфированием подшипников. Это приводит к особенно плавному ходу при высоких частотах вращения.

10.3. КОНСТРУКЦИЯ ПОДШИПНИКОВ И СМАЗКА

Хотя конструкции подшипников и не зависят от их расположения, но при двухконсольной схеме наиболее широко распространены подшипники скольжения. Преимущества подшипников скольжения по сравнению с подшипниками качения заключаются в меньшем износе (так как при правильной конструкции подшипников легко осуществима их полная гидродинамическая смазка), что предопределяется малыми нагрузками и высокой окружной скоростью, поэтому подшипники скольжения, как правило, более долговечны; кроме того, они невосприимчивы к толчкам и сотрясениям.

В числе недостатков необходимо назвать: больший расход масла из-за нагрева вследствие трения в подшипниках (с этим, как правило, связана необходимость специального охлаждения масла и подвода его к подшипнику под более высоким давлением); необходимость предварительной смазки подшипников после длительного простоя или дополнительной смазки после внезапной остановки при высокой нагрузке (у турбокомпрессоров крупных двигателей), так как из-за нагрева подшипника, расположенного со стороны турбины, от горячего турбинного диска масло в подшипнике перегревается и при определенных условиях коксуетя.

К преимуществам подшипников качения относятся: меньшее трение, в особенности при низких частотах вращения, благодаря чему облегчается запуск турбокомпрессора даже при относительно небольшой мощности турбины (двухтактные двигатели); меньший

расход масла; меньший нагрев масла; возможность отказа от предварительной смазки.

Как уже указывалось, к подшипникам скольжения масло должно подводиться под давлением. Если для ТК применяется собственная система циркуляции масла, то наряду с преимуществами чистоты масла и меньшего количества трубопроводов требуется наличие специального — приводимого от вала тур-

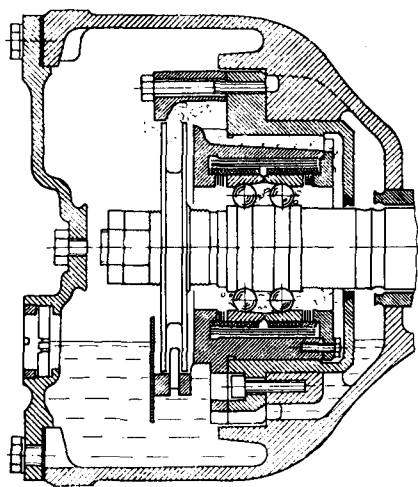


Рис. 10.7. Смазка подшипников качения с помощью маслоподающих дисков конструкции «Броун Бовери»

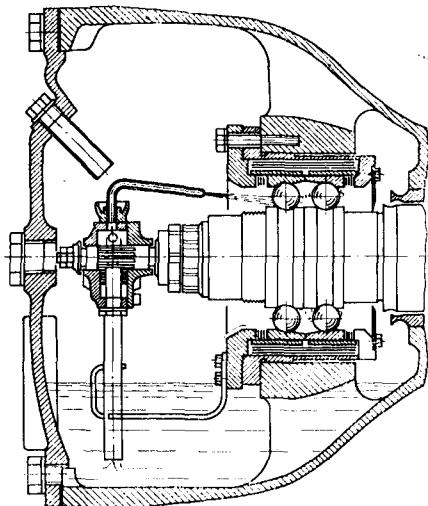


Рис. 10.8. Смазка подшипников качения посредством масляного насоса конструкции «Броун Бовери»

бины — масляного насоса, собственного масляного бака и собственного холодильника масла, что вызывает удорожание конструкции. В связи с этим наддувочные агрегаты с подшипниками скольжения (в том числе и при больших размерах турбокомпрессоров) включаются в систему смазки двигателя, что при надлежащей очистке масла (фiltrации) не имеет отрицательных последствий для подшипников ТК.

В подшипниках качения используют смазку разбрызгиванием маслом, находящимся в самом турбокомпрессоре. При низких степенях повышения давления и малых размерах компрессора для создания масляного тумана и обеспечения смазки подшипников качения (рис. 10.7) достаточным является погружение маслоподающих дисков в масляную ванну турбокомпрессора; при более высоких степенях повышения давления как со стороны компрессора, так и со стороны турбины применяются приводимые от вала ТК небольшие насосы (рис. 10.8), которые и впрыскивают смазочное масло в подшипники качения; эта мера необходима для отвода теплоты при высоких окружных скоростях подшипников.

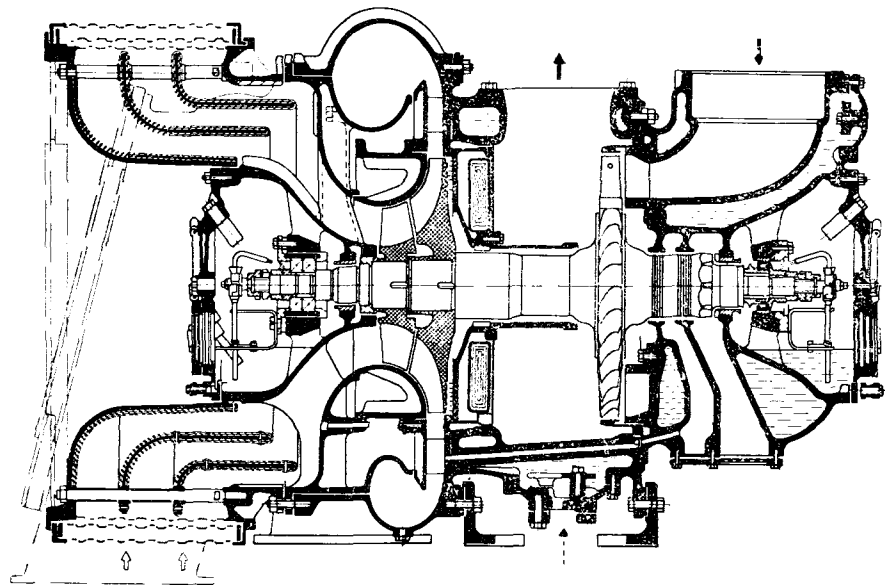


Рис. 10.9. Общий вид турбокомпрессора с осевой турбиной и внешним расположением подшипников качения конструкции «Броун Бовери»

Со стороны диска компрессора масло охлаждается посредством воздуха, обтекающего корпус подшипника, а со стороны турбины — водой охлаждаемого газоподводящего канала — рис. 10.9 [10.4]. Специального масляного холодильника не требуется ни для маслоподающих дисков, ни для масляных насосов.

Из перечисленных преимуществ и недостатков следует, что турбокомпрессоры с подшипниками скольжения почти всегда выполняются со смазкой, включенной в общую систему смазки двигателя, а турбокомпрессоры с подшипниками качения оснащаются автономной масляной системой.

10.4. УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ

При обычном расположении подводов и отводов потоков воздуха и газа к радиальным колесам компрессора и турбины (рис. 10.10) выравнивание действующих усилий происходит са-

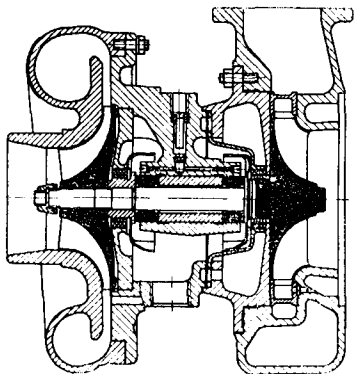


Рис. 10.10. Общий вид турбокомпрессора с радиальной турбиной и внутренним расположением подшипников скольжения конструкции фирмы MAN типа NR12 [10.5]

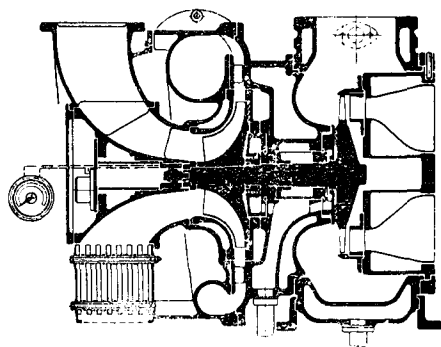


Рис. 10.11. Общий вид турбокомпрессора с осевой турбиной и внутренним расположением подшипников скольжения конструкции фирмы MAN типа N и H для четырехтактных двигателей

мопроизвольно, так как осевые усилия колес компрессора и турбины действуют в противоположном друг другу направлении. В отличие от этого осевые усилия колес компрессора и турбины при обычном для осевой турбины внешнем подводе газа (рис. 10.11) суммируются, в связи с чем необходимо обеспечить снижение результирующего осевого усилия для уменьшения в таких конструкциях нагрузки на упорный подшипник за счет удаления воздуха с тыльной стороны компрессора и подведения воздуха второго контура со стороны газоотвода турбины.

При использовании осевой турбины в турбокомпрессоре можно также достичь противодействия усилий обоих колес, если предусмотреть подвод газа в турбину с внутренней стороны — рис. 10.12 [10.5]. Эта конструкция, применяемая преимущественно для

наддува крупных двухтактных двигателей, выгодна также тем, что подшипники разделены и имеют хороший доступ через большие крышки в корпусе, благодаря чему они могут осматриваться и заменяться без демонтажа ротора.

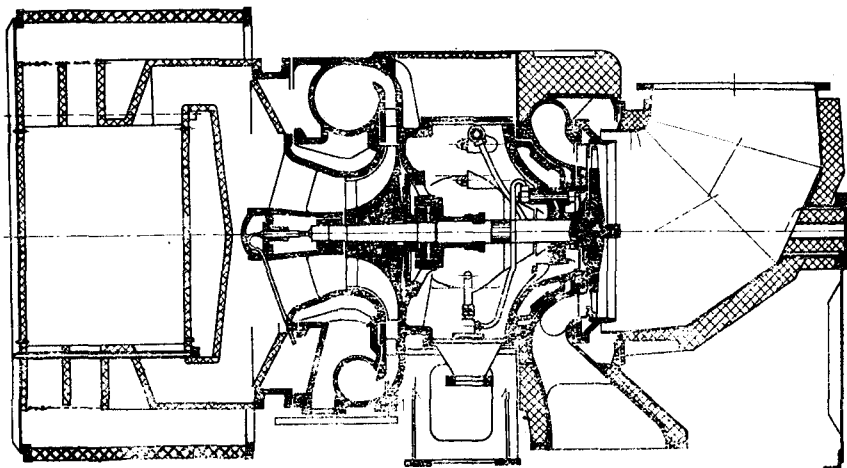


Рис. 10.12. Общий вид турбокомпрессора с осевой турбиной, внутренним расположением подшипников скольжения и внешним подводом выпускных газов конструкции фирмы MAN типоразмерного ряда Z для двухтактных двигателей

11. ПРИМЕРЫ ИСПОЛНЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

В рамках данной книги могут быть приведены лишь некоторые типичные примеры исполнения двигателей с наддувом, отражающие достигнутый уровень их развития в различных областях применения.

11.1. АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

11.1.1. Двигатели с принудительным зажиганием

О первых попытках использования механического наддува на автомобильных двигателях с принудительным зажиганием коротко упоминалось в гл. 2. В отличие от авиационных двигателей с принудительным зажиганием, у которых наддув как механический, так и газотурбинный, достиг высокой степени совершенства, применение наддува в автомобильных двигателях ограничено. Это объясняется тем, что некоторые из факторов, особенно благоприятствующих использованию наддува в авиационных моторах, утрачивают свое значение для автомобильных

двигателей. К числу таких факторов, обуславливающих развитие наддува авиационных двигателей, относятся следующие.

1. Понижающаяся с увеличением высоты плотность воздуха. В связи с этим, с одной стороны, особенно важной является компенсация потери мощности за счет наддува, с другой стороны, механические напряжения от давления газов в цилиндре не возрастают, если абсолютный уровень давления наддувочного воздуха не превышает уровень, соответствующий наземной мощности.

2. Понижающаяся с ростом высоты температура воздуха. Это препятствует увеличению термической напряженности с повышением степени наддува и усиливающейся склонности к детонации.

3. Зависимость детонации от степени наддува и частоты вращения. При повышении степени наддува склонность к детонации возрастает, а при повышении частоты вращения — падает. Работа двигателя по винтовой характеристике сопровождается ростом степени наддува при повышении частоты вращения.

4. Возможность использования более дорогих топлив с высокими антидетонационными свойствами.

5. Возможность применения специальных сортов топлива для кратковременного форсажа мощности при взлете.

Применение турбокомпрессора для наддува автомобильных двигателей с принудительным зажиганием, который здесь имеет дополнительные недостатки, касающиеся ухудшения показателей разгона и протекания кривой крутящего момента, стало возможным только тогда, когда было освоено изготовление способом точного литья турбинных колес, обладающих высокой жаропрочностью и способных выдерживать высокие температуры выпускных газов (см. п. 10.1.4). После 1961 г. в США некоторые компактные (т. е. меньших размеров и оснащенные малогабаритными двигателями в отличие от распространенных там «дорожных крейсеров») легковые автомобили были оборудованы двигателями с турбонаддувом [11.1]. Из кривых, приведенных на рис. 11.1, видно, что повышение мощности составляет ~50%, что максимальный

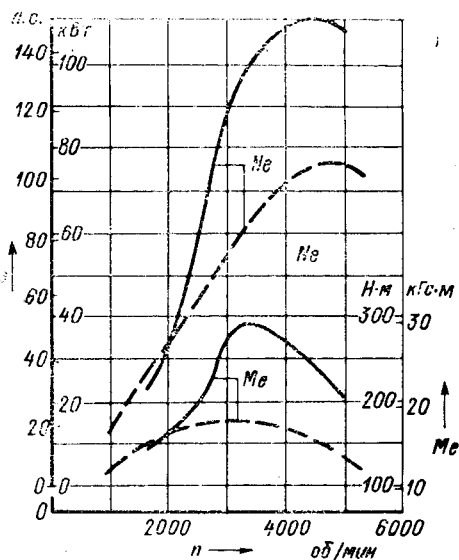


Рис. 11.1. Скоростная характеристика двигателя «Корвэр» фирмы «Шевроле» без наддува (штриховые линии) и с наддувом (сплошные линии)

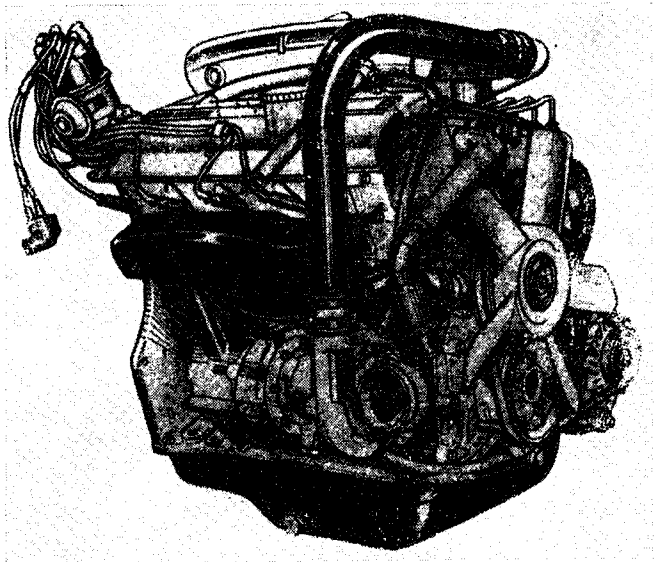


Рис. 11.2. Внешний вид двигателя BMW 2002 Turbo

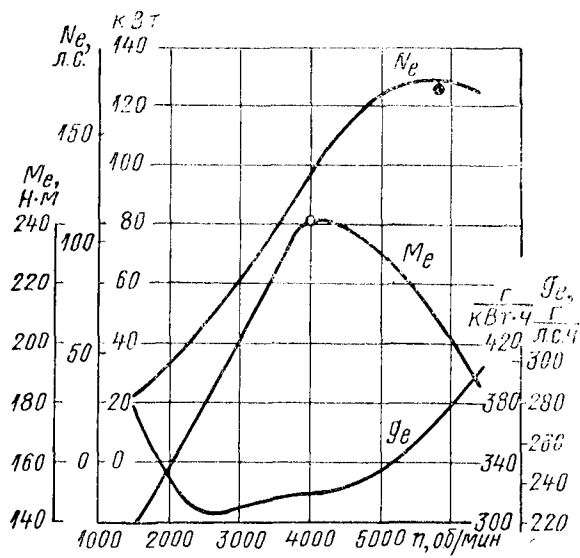


Рис. 11.3. Скоростная характеристика двигателя с наддувом типа BMW 2002 Turbo

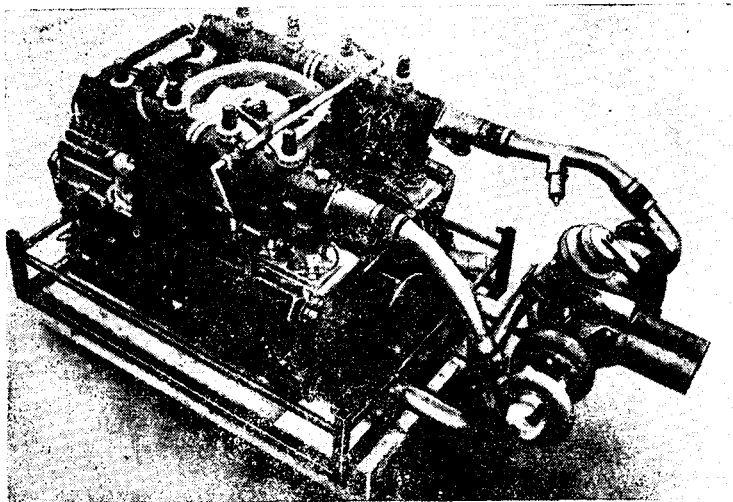


Рис. 11.4. Внешний вид 12-цилиндрового двигателя с турбонаддувом «Порше» типа 917

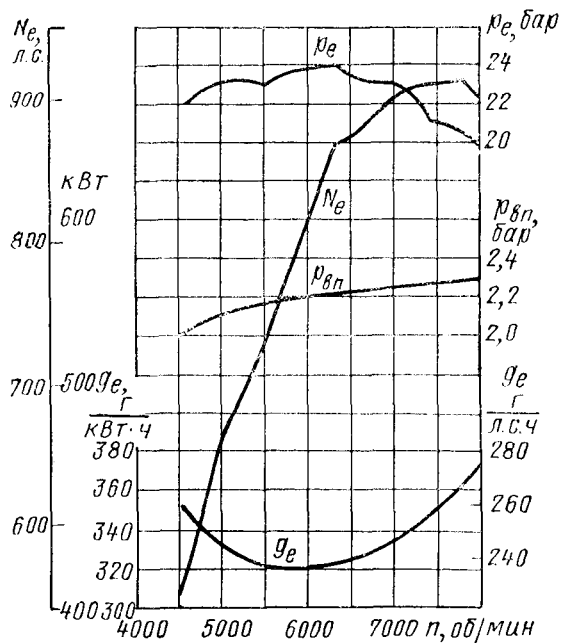


Рис. 11.5. Скоростная характеристика 12-цилиндрового двигателя «Порше» типа 917 (рабочий объем 5 л)

крутящий момент достигается при частоте вращения, равной 65% от максимальной, и что при частоте вращения, меньшей чем 40% от максимальной, вообще отсутствует какое-либо повышение мощности.

Как показала Международная автомобильная выставка во Франкфурте-на-Майне в 1973 г. [11.2], применение турбонаддува на двигателях с принудительным зажиганием нашло распространение и в ФРГ. Вслед за испытанным на гоночных автомобилях двигателем с наддувом типа M14, имевшим рабочий объем 2 л и максимальную мощность 206 кВт (280 л. с.) [11.3], максимальный крутящий момент, соответствующий среднему эффективному давлению 21 бар (максимальное давление наддува 1 бар), фирма «Байерише Моторенверке АГ» (г. Мюнхен) создала двигатель типа BMW 2002 Turbo, оснащенный турбонаддувом и предназначенный для серийных легковых автомобилей (рис. 11.2). У этого двигателя давление в коллекторе наддувочного воздуха ограничено и посредством предохранительного клапана поддерживается на 0,55 бар выше внешнего давления, а мощность достигает 125 кВт (170 л. с.), для того чтобы обеспечить для серийного двигателя долговечность. Соответствующие кривые изменения мощности, крутящего момента и расхода топлива в зависимости от частоты вращения изображены на рис. 11.3.

Двенадцатицилиндровый двигатель типа 917 фирмы «Порше АГ» (г. Штуттгарт—Цуффенхаузен), оснащенный турбокомпрессором (рис. 11.4), может служить примером высокомощного двигателя с принудительным зажиганием, предназначенного для гоночных спортивных автомобилей (скоростная характеристика двигателя показана на рис. 11.5). Примечательным является высокое среднее эффективное давление $p_e = 24$ бар при избыточном давлении наддува 1,2 бар. Максимальная мощность двигателя, имеющего рабочий объем 5 л, была доведена до 735 кВт (1000 л. с.), а двигателя с рабочим объемом 5,4 л — до 810 кВт (1100 л. с.). Недавно фирмой «Порше АГ» был также запущен в серийное производство автомобиль с шестицилиндровым двигателем типа 930/50, оснащенный турбонаддувом.

Повышение интереса к применению турбонаддува на двигателях с принудительным зажиганием, устанавливаемых на легковых автомобилях, связано с возможностью компенсирования потерь мощности, имеющих место при реализации мероприятий, направленных на улучшение качества отработавших газов, см. п. 8.6.

11.1.2. Дизели

Недостаток возрастания склонности к детонации при наддуве, имеющийся у двигателей с принудительным зажиганием, у дизелей отсутствует. Однако и здесь наддув автомобильных двигателей до настоящего времени применялся сравнительно редко.

По причинам, указанным в п. 6.1, для механического наддува пригодны только объемные компрессоры. Например, дизели, выпускавшиеся в больших количествах фирмой «Зауер АГ» (г. Арбон), оснащались винтовыми компрессорами, приводимыми через клиноременную передачу [11.5]. Позднее клиноременная передача была заменена зубчатой (рис. 11.6), причем впоследствии между передачей и компрессором была даже включена гидравлическая муфта. Из рис. 11.7 видно, что хотя дизель типа D1KL с наддувом имеет мощность лишь на 19% более высокую, чем дизель со свободным всасыванием типа D1K, но протекание кривой крутящего момента двигателя с наддувом значительно благоприятнее, так как, очевидно, высокое давление наддува при повышенных частотах вращения используется неполностью. При сравнении значений максимальной мощности обоих двигателей следует еще иметь в виду, что двигатель с наддувом, вероятно, для ограничения нагрузки на кривошипно-шатунный механизм, имеет меньший на 2 мм диаметр цилиндра и что двигатель без наддува допускает более высокую частоту вращения.

Замедленное по сравнению с двигателями больших мощностей внедрение турбонаддува на дизелях, предназначенных для грузового автотранспорта, связано не только с худшей разгонной характеристикой. К. п. д. компрессора и турбины, как у всех машин, использующих энергию потока, понижается с уменьшением их размеров, вследствие чего применение наддува на автомобильных дизелях не могло бы быть столь же эффективным, как на двигателях больших размеров. Потребовалось длительное время, прежде чем были созданы турбокомпрессоры малых размеров с достаточно высокими к. п. д. У высокооборотных мало-размерных двигателей достигаемое с помощью наддува уменьшение удельных (отнесенных к мощности) массо-габаритных и стоимостных показателей долгое время было менее значительно по сравнению с аналогичным уменьшением у более крупных двигателей. Кроме того, для применяемых на грузовых автомобилях дизелей важной является и их способность действовать в качестве тормоза, которая у двигателей с турбонаддувом хуже, чем у двигателей со свободным всасыванием или с механическим наддувом при равной мощности.

Так как падение мощности у двигателей с турбонаддувом при увеличении высоты значительно меньше, чем у двигателей без наддува или с механическим наддувом, то применение первых имеет особые преимущества в высотных условиях эксплуатации.

После того как фирма «Зауер АГ» завершила длительные испытания двигателей с турбонаддувом, в 1972 г. дизель типа D1KL с винтовым компрессором был окончательно заменен дизелем типа D1KT, оснащенным турбокомпрессором (рис. 11.8). Определяющим для этого решения было то, что к этому времени были созданы компактные, обладающие высоким к. п. д. и небольшой стоимостью турбокомпрессоры. Как видно из рис. 11.8,

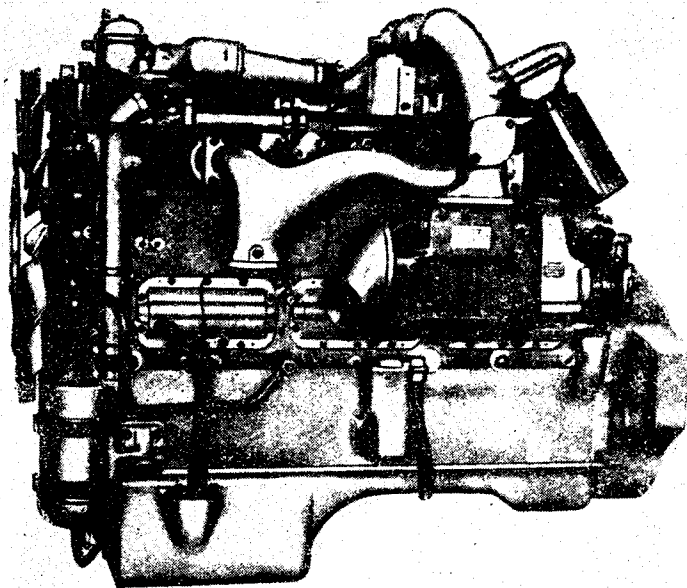


Рис. 11.6. Внешний вид дизеля с механически приводимым винтовым компрессором конструкции фирмы «Заурер» типа D1KL

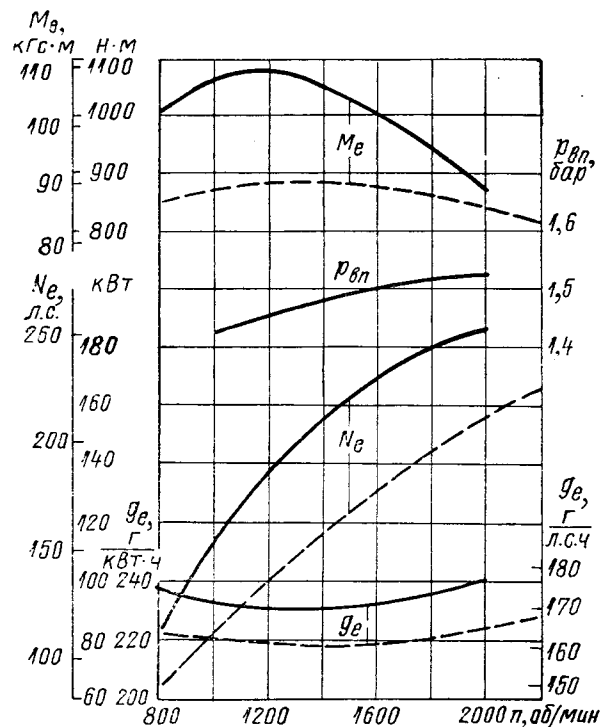


Рис. 11.7. Скоростная характеристика дизеля «Заурер» без наддува (тип D1K с $D = 130$ мм, штриховые линии) и с наддувом (тип D1KL с $D = 128$ мм, сплошные линии)

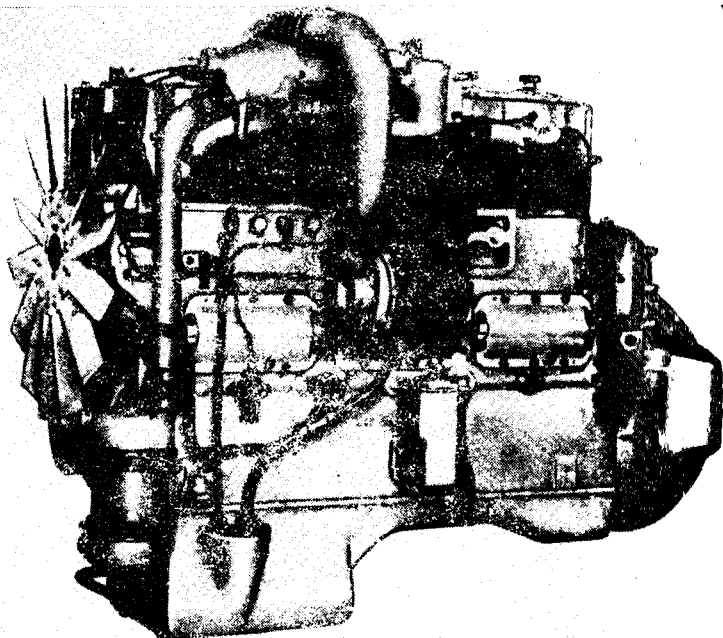


Рис. 11.8. Внешний вид дизеля с турбонаддувом конструкции фирмы «Заурер» типа D1KT

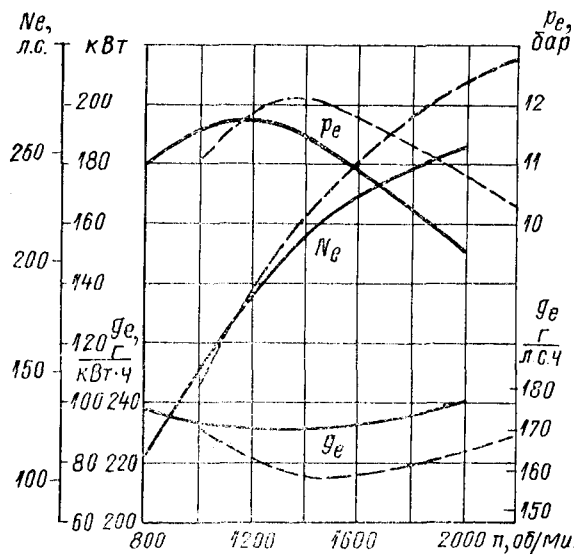


Рис. 11.9. Скоростная характеристика автомобильного дизеля «Заурер» с механическим наддувом (тип D1KL, сплошные линии) и с турбонаддувом (тип D1KT, штриховые линии)

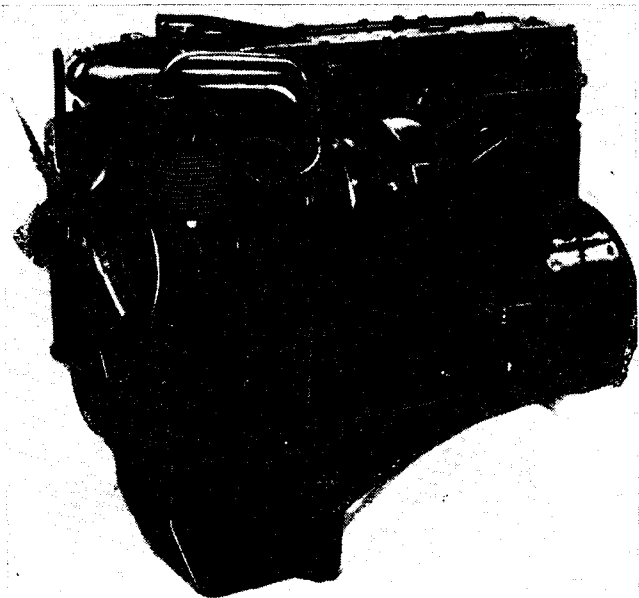


Рис. 11.10. Внешний вид автомобильного двигателя с турбонаддувом фирмы MAN типа D2156MT мощностью 188 кВт (256 л. с.)

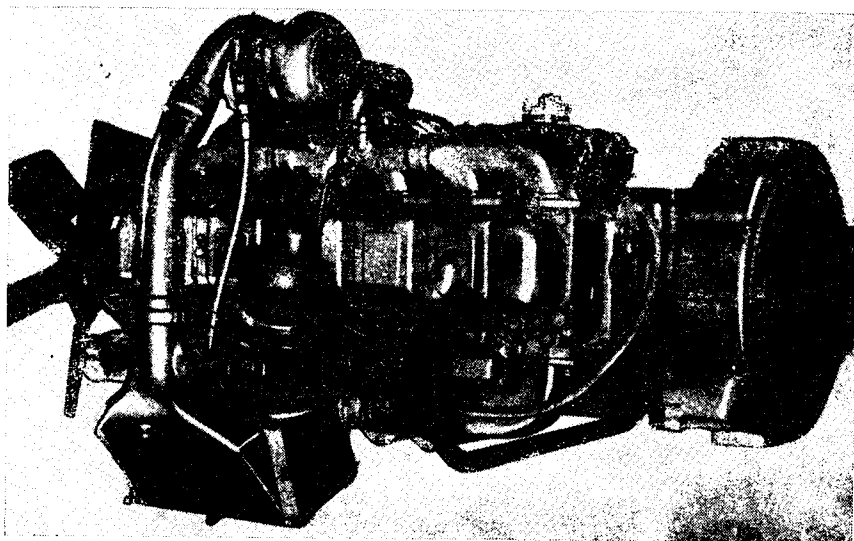


Рис. 11.11. Внешний вид дизеля фирмы «Макк» типа ENDT676 Maxidyn с турбокомпрессором «Airesearch» и охладителем наддувочного воздуха типа «воздух—воздух»

габаритные размеры турбокомпрессора, не требующего для установки специальных кронштейнов и просто крепящегося на выпускном трубопроводе, малы по отношению к габаритным размерам двигателя. Преимуществами двигателя с турбонаддувом являются более высокая мощность и меньший расход топлива (рис. 11.9), а также отсутствие механической передачи для привода компрессора и меньшие затраты на настройку наддувочного агрегата. С точки зрения приемистости и эффекта торможения двигателем при езде под гору предпочтительнее остается двигатель с механическим наддувом. Другие примеры характеристик крутящего момента и топливной экономичности автомобильных дизелей с турбонаддувом приводились в п. 8.2.

На примере автомобильного дизеля фирмы MAN видно, что применение навешенного турбокомпрессора при искусственном размещении трубопроводов лишь незначительно увеличивает габаритные размеры дизеля по сравнению с двигателем без наддува (рис. 11.10).

У некоторых автотранспортных дизелей степень наддува была повышена

настолько, что стало целесообразным применение охлаждения наддувочного воздуха. После того как в некоторых случаях было испытано применение отдельного контура охлаждающей воды для охладителя наддувочного воздуха (отдельный контур обычно используется на тепловозных дизелях для того, чтобы поддерживать температуру воды для охладителя наддувочного воздуха ниже уровня температуры воды, идущей на охлаждение двигателя), в последнее время применяются охладители наддувочного воздуха типа воздух — воздух (рис. 11.11). Охлаждение наддувочного воздуха позволяет значительно повысить мощность без заметного увеличения термической нагрузки (см. п. 7.4). У двигателя, изображенного на рис. 11.11, примечательным является благоприятное повышение крутящего момента (пропорционального среднему эффективному давлению) при снижении частоты вращения — рис. 11.12 [11.6]. Вентилятор

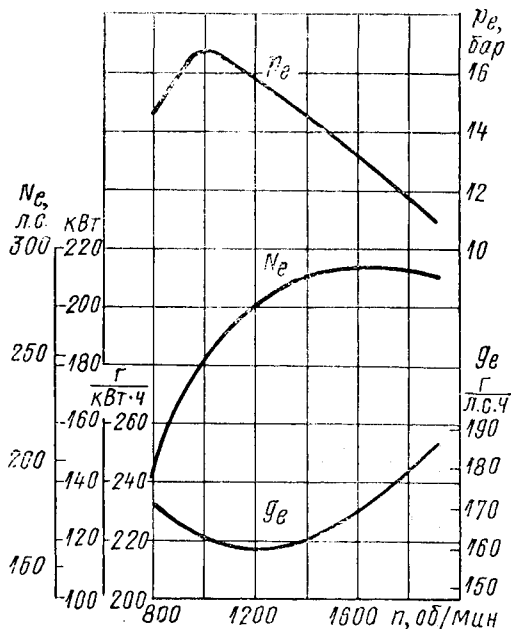


Рис. 11.12. Скоростная характеристика двигателя, изображенного на рис. 11.11

охладителя наддувочного воздуха приводится от небольшой воздушной турбины, на вращение которой затрачивается около 5% наддувочного воздуха. Как указывает фирма DAF [11.7], при охлаждении наддувочного воздуха способом воздух—воздух могут быть достигнуты температуры на впуске двигателя, лишь на 15° С превышающие температуру внешнего воздуха.

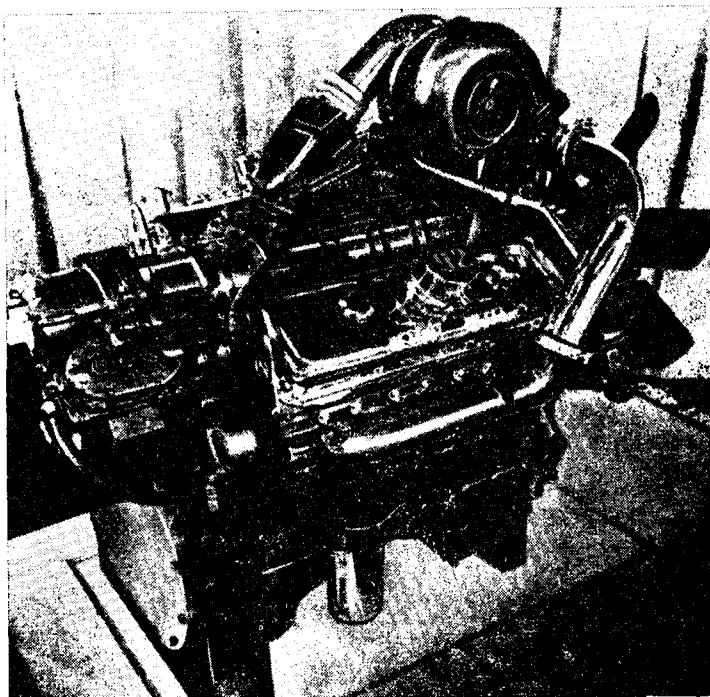


Рис. 11.13. Внешний вид автомобильного двухтактного дизеля с механическим компрессором типа Рут и турбокомпрессором, включенным последовательно, конструкции фирмы «Детройт Дизель Аллисон» типа 8V-92T

Несмотря на то, что двухтактный двигатель не так хорошо подходит для наддува, как четырехтактный, встречаются отдельные автомобильные двухтактные дизели, оснащенные турбокомпрессором, правда, в сочетании с механически приводимым компрессором [11.8]. Увеличение мощности с помощью турбокомпрессора в указанном примере составляет только 13% ($p_e = 7,6$ бар против 6,7 бар); основное преимущество от применения турбонаддува в этом случае заключается в уменьшении расхода топлива. ТК и механический компрессор сконструированы таким образом, что при высоких нагрузках двигателя отбор мощности на привод механического компрессора сильно уменьшается. Бла-

годаря этому расход топлива улучшается примерно на 6%. При этом следует отметить, что расход топлива этого двухтактного двигателя, составляющий примерно 230 г/(кВт·ч), еще относительно высок по сравнению с четырехтактным двигателем такой же мощности. Общий вид этого двигателя с механическим и газотурбинным наддувом показан на рис. 11.13 [11.9].

11.2. ВЫСОКОБОРОТНЫЕ ДИЗЕЛИ ДЛЯ ПРИВОДА СУДОВ И ТЕПЛОВЗОВ

Двигатели с принудительным зажиганием для тепловозной тяги в настоящее время на применяются. Почти все современные дизели, устанавливаемые на тепловозах и судах, имеют турбонаддув. Нижеследующие примеры касаются двигателей, преимущественно тепловозных, но применяемых также на судах и бытовых катерах.

У дизелей с высокой и средней частотой вращения двухтактный цикл в значительной мере отошел на задний план. Из двухтактных тепловозных дизелей наибольшую известность получили двигатели фирмы «Дженерал моторс EMD», Ля Гранж, штат Иллинойс, в течение длительного времени занимающие господствующее положение на американских дизельных локомотивах. Дизели типа EMD 645 E, имеющие прямоточную схему продувки (четыре параллельно управляемых выпускных клапана в крышке цилиндра), оснащены, так же как и двигатели типа EMD 567 E см. п. 8.4, — турбокомпрессором, кинематически связанным с коленчатым валом через передачу и механизм свободного хода. Дизель типа EMD 645 E5 имеет следующие основные параметры: базовые размеры 230 × 254 мм, частоту вращения 900 мин⁻¹, цилиндровую мощность 156 кВт (212 л. с.), среднее эффективное давление 9,9 бар. Мощность 16-цилиндрового дизеля, показанного на рис. 11.14, составляет приблизительно 2500 кВт (3400 л. с.) [11.10], а 20-цилиндрового — соответственно 2900 кВт (3940 л. с.).

Из последующих примеров четырехтактных дизелей будет виден достигнутый в настоящее время уровень средних эффективных давлений, а также показано расположение турбокомпрессоров на двигателях. Дизель типа 7FDL фирмы «Дженерал электрик» (г. Эри) [11.11] в 16-цилиндровом исполнении развивает мощность 2980 кВт (4060 л. с.) при 1050 мин⁻¹ (рис. 11.15). При базовых размерах 228 × 267 мм это соответствует среднему эффективному давлению 19,5 бар. При почти таком же диаметре цилиндра, что и у названного выше двухтактного двигателя, мощность его значительно выше, что объясняется вдвое большим средним эффективным давлением и более высокой средней скоростью поршня ($c_m = 9,35$ м/с против 7,63 м/с). В связи с тем, что у двухтактного двигателя расход топлива увеличивается с ростом сопротивления при продувке, этот двигатель имеет

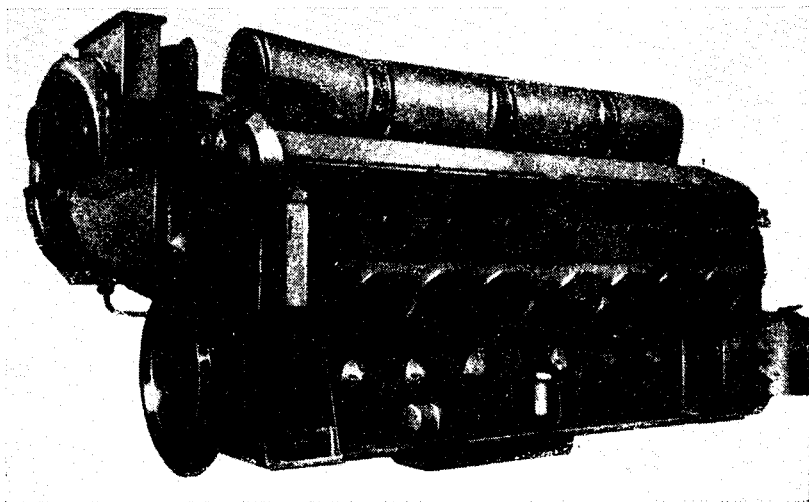


Рис. 11.14. Внешний вид тепловозного двухтактного 16-цилиндрового дизеля «Дженерал моторс EMD» типа 16-615 E5

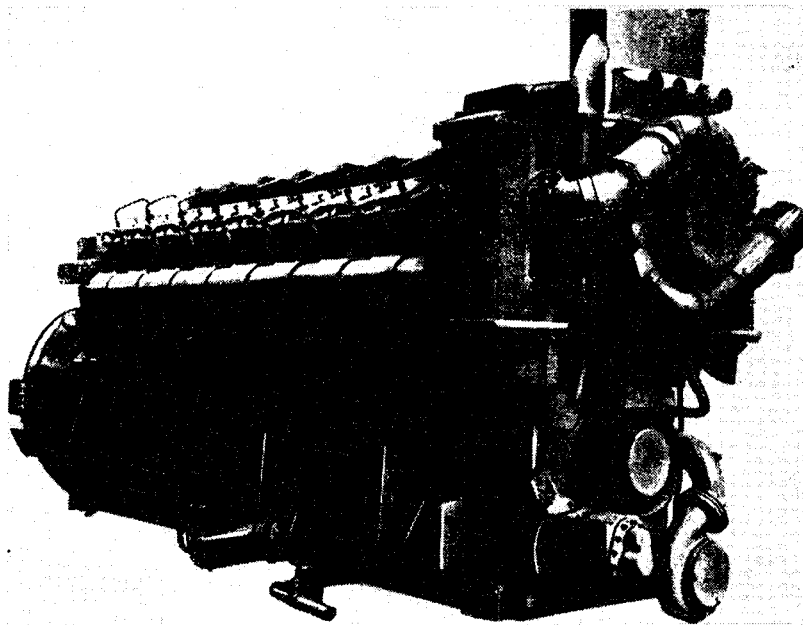


Рис. 11.15. Внешний вид 16-цилиндрового четырехтактного тепловозного дизеля фирмы «Дженерал электрикс» типа 7FDL

большие ограничения по средней скорости поршня. Так как наддув четырехтактного двигателя легче осуществить, то двухтактный цикл у высокоскоростных двигателей не приносит преимуществ в цилиндровой мощности, как это видно из приведенных выше примеров, а также в массо-габаритных показателях. Использование четырехтактного цикла характеризуется меньшей термической напряженностью. Названный выше тепловозный дизель «Дженерал электрик» типа 7FDL имеет систему наддува с постоянным давлением газов перед турбиной, так как эта система дает преимущество более простого выпускного трубопровода (рис. 11.16) и обладает большей эксплуатационной надежностью. Ухудшение преимуществ двигателя (по сравнению с ис-



Рис. 11.16. Выпускной коллектор дизеля, показанного на рис. 11.15

пользованием системы импульсного турбонаддува) в данном случае не является большим недостатком, поскольку продолжительность разгона до полной нагрузки в условиях эксплуатации в США (длинные тяжелые составы, большие расстояния с редкими остановками) не играет роли.

Отличительной особенностью дизеля типа 16V538 фирмы «MTU — Фридрихсхафен», является размещение турбокомпрессоров с вертикальными валами в развале между цилиндрами (рис. 11.17). Такая компоновка дает возможность получить особенно короткие выпускные трубопроводы, необходимые для обеспечения эффективного импульсного наддува. В 16-цилиндровом исполнении, преимущественно применяемом на высокоскоростных судах, двигатель развивает мощность 2650 кВт (3600 л. с.) при 1900 мин^{-1} , что при базовых размерах $185 \times 200 \text{ мм}$ соответствует среднему эффективному давлению 19,5 бар [11.12]. Удельная масса составляет приблизительно 2,46 кг/кВт (1,8 кг/л. с.).

Другой двигатель MTU типа 12V956 с базовыми размерами $230 \times 230 \text{ мм}$ в тепловозном исполнении в настоящее время имеет номинальную мощность UIC 2220 кВт (3020 л. с.) при 1500 мин^{-1} , а для применения на быстроходных судах — максимальную мощность 2500 кВт (3400 л. с.) при 1575 мин^{-1} . Этим мощностям соответствуют значения среднего эффективного давления 15,5 и 16,6 бар [11.13]. 12-цилиндровый дизель имеет только один турбокомпрессор, но два охладителя наддувочного воздуха, по одному на каждый ряд цилиндров. Двигатели серии 956 выпускаются

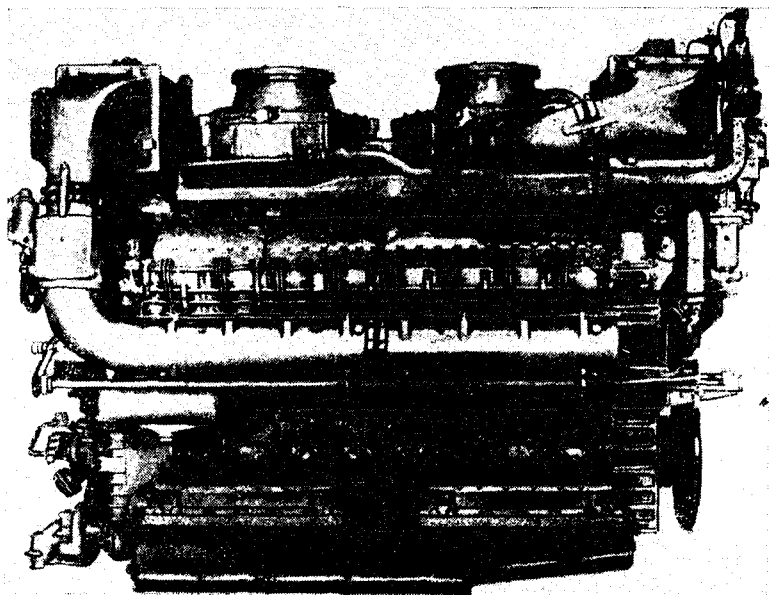


Рис. 11.17. Внешний вид 16-цилиндрового четырехтактного двигателя фирмы «MTU-Фридрихсхафен» типа 16V538

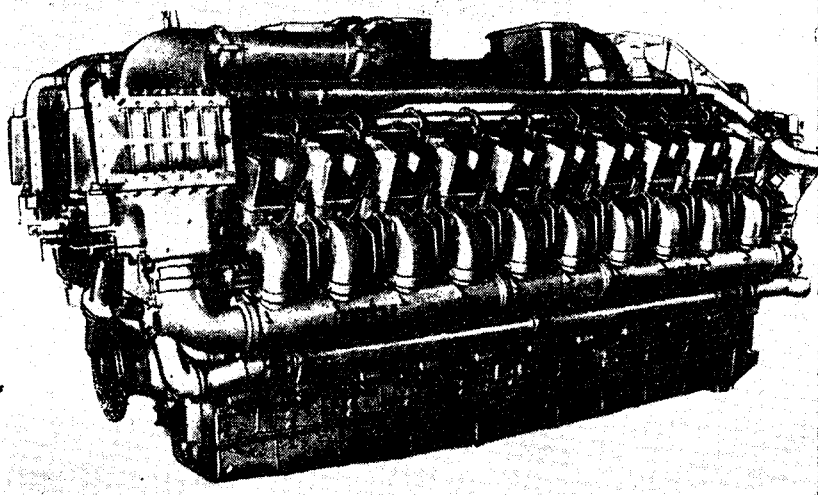


Рис. 11.18. Внешний вид 20-цилиндрового четырехтактного дизеля фирмы «MTU-Фридрихсхафен» типа 20V956

с числом цилиндров до 20. В 20-цилиндровом исполнении двигатель типа 20V956 (рис. 11.18) достигает максимальной мощности 4400 кВт (6000 л. с.) при 1600 мин⁻¹, что соответствует среднему

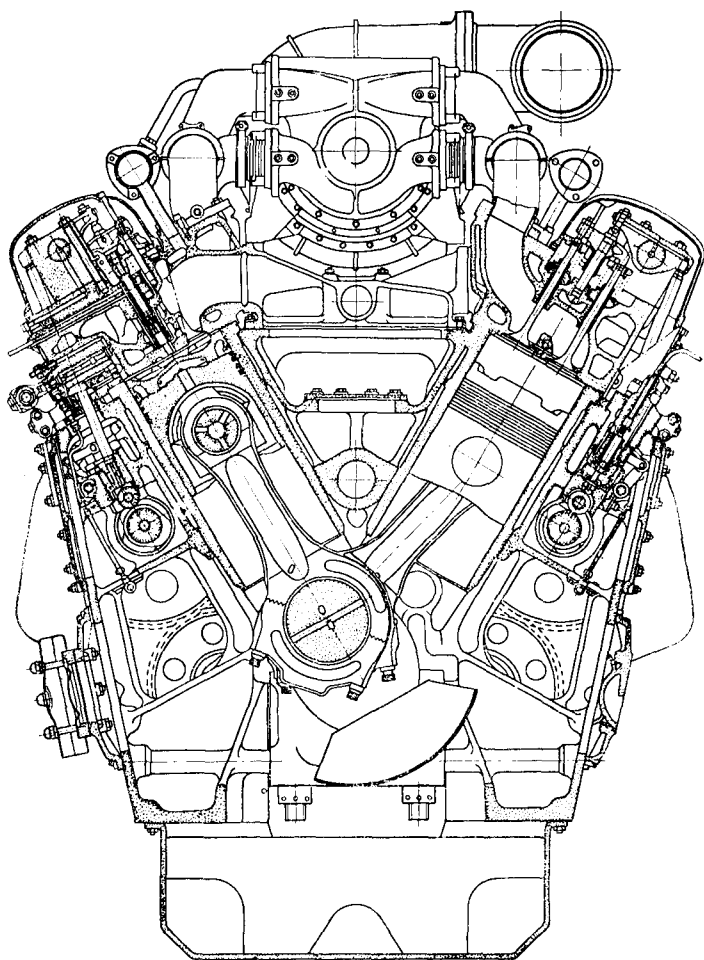


Рис. 11.19. Поперечный разрез четырехтактного дизеля фирмы «SEMT—Пильстик» типа RA6V280

эффективному давлению 17,4 бар. Удельная масса, составляющая приблизительно 3,66 кг/кВт (2,7 кг/л. с.), для столь мощного двигателя очень низка.

Наиболее мощным дизелем с частотой вращения свыше 1000 мин⁻¹ в настоящее время является двигатель типа RA6V280 фирмы «SEMT—Пильстик» (г. Сен-Дени) [11.15]. Его габаритные размеры и масса допускают установку в локомотиве; двигатель разрабатывался как тепловозный, однако в настоящее время имеет

модификации и других назначений. Основные данные двигателя: диаметр цилиндра 280 мм, ход поршня 290 мм, частота вращения 1050 мин^{-1} , цилиндровая мощность 275 кВт (350 л. с.), среднее эффективное давление 16,4 бар. На рис. 11.19 показан поперечный разрез дизеля. В 18-цилиндровом исполнении он развивает мощность 4630 кВт (6300 л. с.), предусматривается дальнейшее повышение мощности до 5300 кВт (7200 л. с., $p_e = 18,7 \text{ бар}$). Удельный расход топлива достигает наименьшего значения $211 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ [155 г/(л. с. ч)], а при мощности 5300 кВт составляет $217 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ [160 г/(л. с. ч)]. При этой мощности давление наддува составляет 2,85 бар, а максимальное давление в цилиндре 132 бар.

11.3. СРЕДНЕБОРОТНЫЕ СУДОВЫЕ И СТАЦИОНАРНЫЕ ДИЗЕЛИ

Большое количество типов двигателей в среднем диапазоне частот вращения и их непрерывно возрастающие мощности говорят об увеличивающемся значении этого класса дизелей и особенно в применении на судах. Это связано с тем, что многомоторные установки со среднеоборотными двигателями, несмотря на

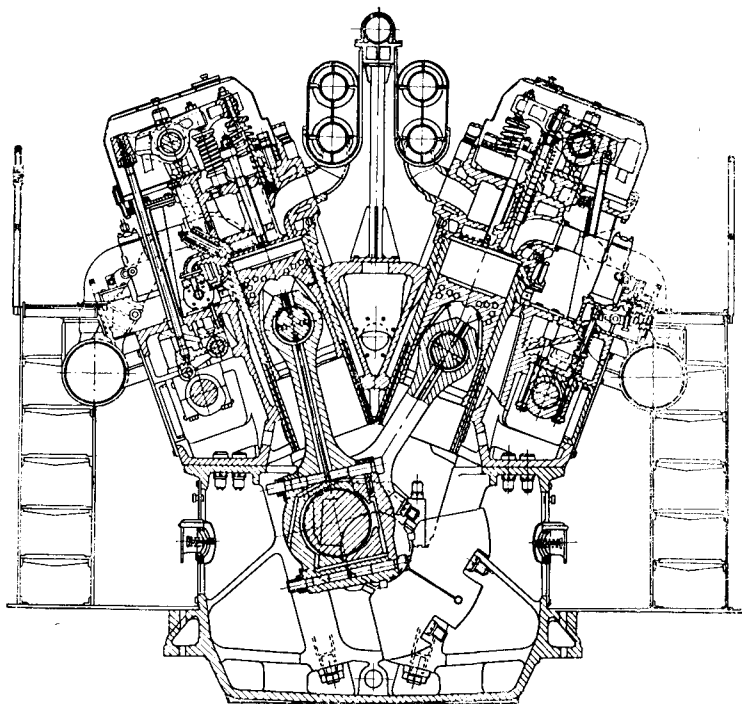


Рис. 11.20. Поперечный разрез среднеоборотного четырехтактного дизеля фирмы «Сторк—Веркспур» типа ТМ 410

необходимость использования редукторов, обладают меньшими массами, габаритными размерами и стоимостью, чем крупные малооборотные двигатели равной мощности; число цилиндров установки при этом не слишком увеличивается, а это определяет затраты на техническое обслуживание [11.16]. К этому же добавляется и то, что среднеоборотные дизели могут работать на тяжелом топливе.

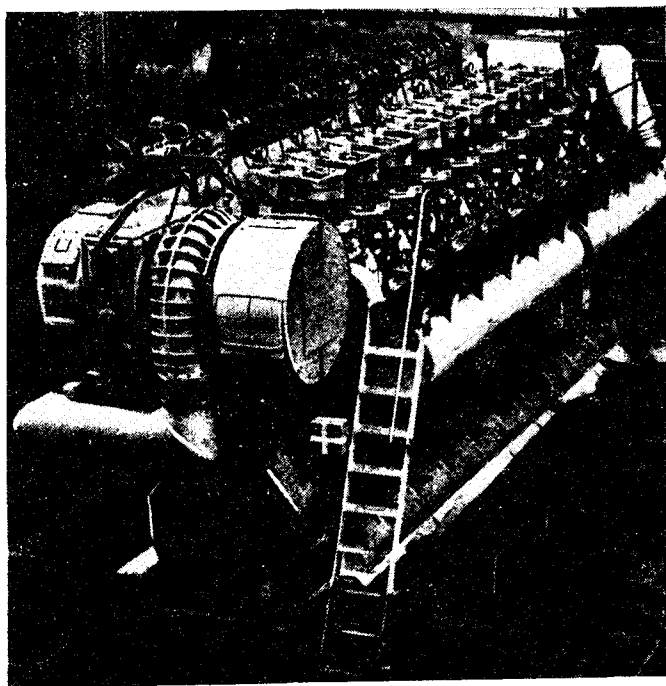


Рис. 11.21. Внешний вид 9-цилиндрового рядного дизеля «Сторк—Веркспур» типа 9ТМ 410

Развитие среднеоборотных двигателей несомненно связано и с наддувом, который делает возможным достижение необходимых мощностных удельных характеристик. Использование двухтактного цикла в этом классе двигателей почти не практикуется. Четырехтактные дизели имеют преимущественно импульсную систему наддува с применением для некоторых чисел цилиндров преобразователей импульсов (см. п. 8.1.3), однако в последнее время стал применяться и наддув при постоянном давлении газов. Ниже приводится три примера двигателей различной мощности.

Дизель типа ТМ 410 фирмы «Сторк—Веркспур» (г. Амстердам, Хенгело) имеет базовые размеры 410×470 мм, цилиндрую

мощность 490 кВт (667 л. с.) при 550 мин⁻¹ и соответственно среднее эффективное давление 17,3 бар; в рядном исполнении дизели выпускаются с числом цилиндров до 9, а в V-образном — до 20 [11.17; 11.18]. На рис. 11.20 изображен поперечный раз-

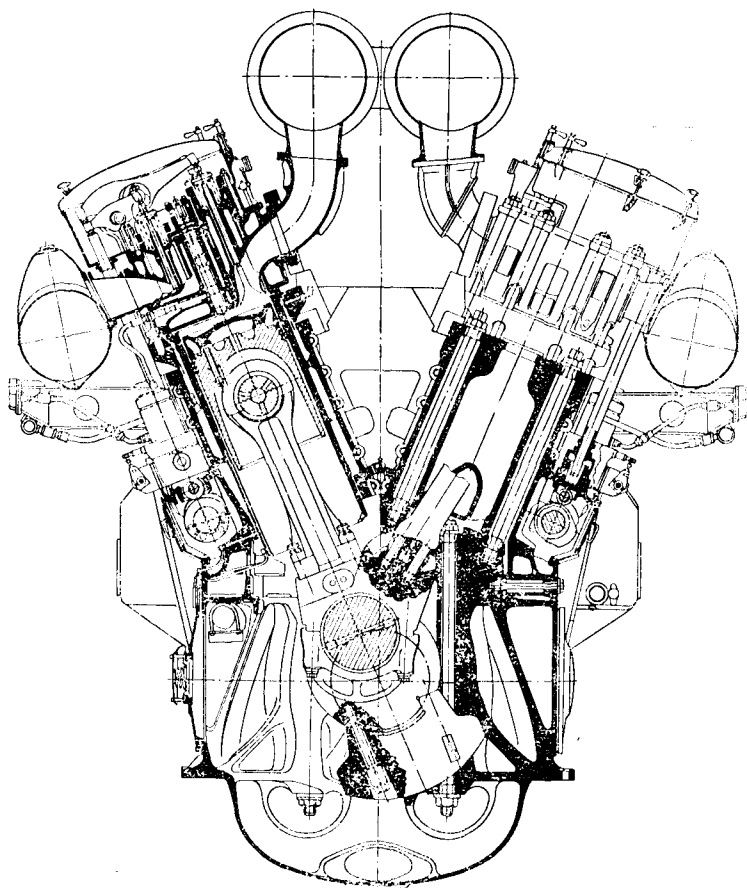


Рис. 11.22. Поперечный разрез четырехтактного дизеля MAN типа V52/55A цилиндровой мощностью 775 кВт при 430 об/мин

рез V-образного двигателя, а на рис. 11.21 — внешний вид 9-цилиндрового рядного дизеля. V-образные двигатели имеют, как правило, два турбокомпрессора.

Дизель типа L/V 52/55 фирмы MAN (г. Аугсбург) имеет $D = 520$ мм, $S = 550$ мм и развивает в исполнении А цилиндрическую мощность 775 кВт (1055 л. с.), что соответствует среднему эффективному давлению 17,7 бар. Примечательным является переход в новой модификации (исполнение А) к системе наддува с постоянным давлением газов перед турбиной — рис. 11.22 [11.19; 11.20]. Кроме применения на судах двигатели этого типа устанавливаются

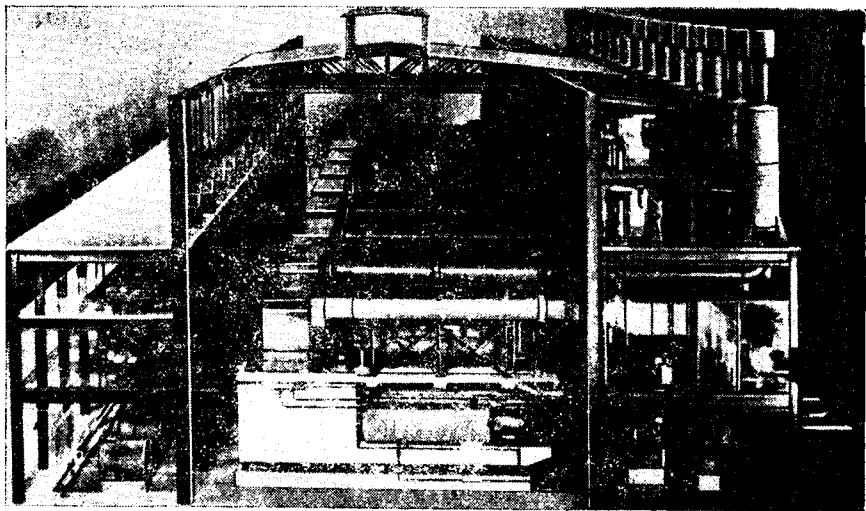


Рис. 11.23. Модель электростанции, оборудованной восемью двигателями MAN
типа 18V52/55

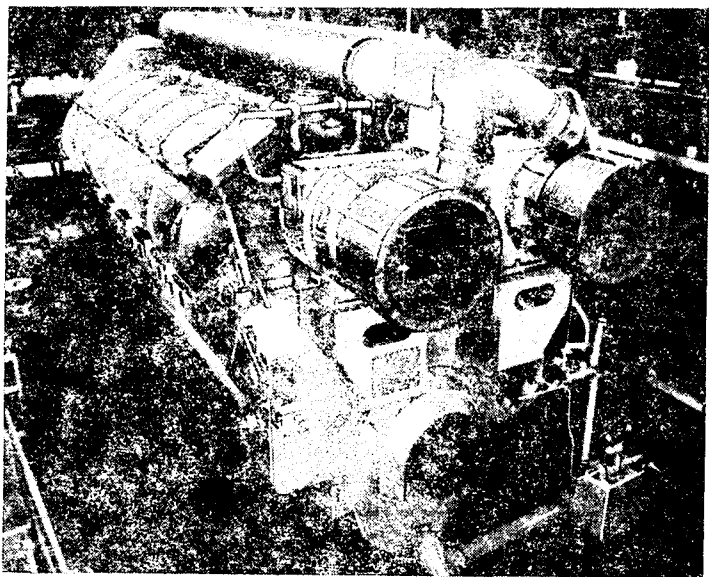


Рис. 11.24. Внешний вид 12-цилиндрового двигателя «SEMТ—
Пильстик» типа 12РС4V570

на электростанциях в составе дизель-генераторов. На рис. 11.23 показана модель электростанции с восемью двигателями типа 18V52/55, суммарная мощность которых составляет 106 МВт (144 000 л. с.). Такая электростанция, предназначенная для снабжения электроэнергией алюминиевых разработок, была построена на Тайване [0.9].

В настоящее время самым мощным находящимся в эксплуатации среднеоборотным дизелем является двигатель типа PC4V570 фирмы «SEMT—Пильстик» [11.21; 11.22]. На рис. 11.24 показан внешний вид 12-цилиндрового дизеля этого типа. При базовых размерах цилиндров 570×620 мм в нем достигается цилиндровая мощность 1213 кВт (1500 л. с.) при частоте вращения 400 об/мин, что соответствует среднему эффективному давлению 20,9 бар. При этой мощности расход топлива составляет 200 г/(кВт·ч) [147 г/(л. с. ч)], что соответствует к. п. д., превышающему 42%. В оптимальной рабочей точке к. п. д. достигает 43%.

О выпуске среднеоборотных дизелей с еще большей цилиндровой мощностью было объявлено несколькими фирмами¹.

11.4. ДВУХТАКТНЫЕ МАЛООБОРОТНЫЕ ДИЗЕЛИ

11.4.1. Особые проблемы наддува двухтактных дизелей

На двухтактных двигателях с принудительным зажиганием турбонаддув практически не применяется. Из-за сравнительно узких границ детонации регулирование здесь было бы особенно сложным, так как подачу топлива нужно было бы регулировать не только в соответствии с количеством воздуха, нагнетаемым компрессором, но и в зависимости от эффективности продувки, обусловленной перепадом давления, при котором она осуществляется. Немногочисленные примеры двухтактных двигателей малых и средних размеров приводились в пп. 11.1.2 и 11.2.

Малооборотные дизели с частотой вращения в пределах от 80 до 250 об/мин, которые применяются главным образом на судах с прямой передачей мощности на гребной винт, почти всегда выполняются двухтактными. Преимущества двухтактного цикла здесь связаны, в первую очередь, с низкой скоростью поршня этих двигателей (величина c_m редко превышает 6,5 м/с), выполняемых почти всегда крейцкопфными.

Сложности газотурбинного наддува двухтактных дизелей заключаются в том, что, с одной стороны, всегда необходимо наличие положительного перепада давления на продувку ($p_2 > p_3$), а, с другой стороны, в том, что вследствие большого коэффициента продувки температура, а вместе с ней и энергия выпускных газов при двухтактном цикле меньше. Упрощенно, т. е. пренебрегая

¹ Фирмы «Сторк—Веркспур», MAN и «Зульцер».

влиянием различных теплоемкостей воздуха и выпускного газа. из баланса мощностей турбокомпрессора можно вывести, что отношение температур на входе в турбину и в компрессор T_3/T_1 должно быть больше, чем $1/\eta_t\eta_k\beta$, если p_2 превышает p_3 .

Для наддува по схеме с постоянным давлением при коэффициенте импульсности $\beta = 1$ и принятом к. п. д. турбокомпрессора $\eta_t\eta_k = 0,5$ получим $T_3 > 2T_1$ (например, $2 \cdot 293 \text{ К} = 586 \text{ К} = 313^\circ \text{С}$), если должен достигаться хотя бы малый перепад давления на продувку. На режимах пуска и частичных нагрузок такое состояние равновесия между мощностями турбины и компрессора не достигается. Поскольку к. п. д. ТК в диапазоне малых нагрузок, как правило, значительно меньше 0,5, то температура выпускных газов должна быть значительно выше 313°С .

Этими трудностями объясняется тот факт, что турбонаддув на двухтактных двигателях был применен намного позднее, чем на четырехтактных.

Чистый газотурбинный наддув во всем диапазоне нагрузок без привлечения дополнительных источников энергии на двухтактных двигателях возможен только при импульсной системе. Поскольку выпускные органы, как при щелевой, так и при клапанной продувке должны открываться значительно быстрее, чем у четырехтактных двигателей (для того чтобы свободный выпуск завершился в короткий промежуток времени до открытия впускных органов), здесь уже при низких нагрузках в выпускном трубопроводе возникают волны давления большой амплитуды, особенно если трубопровод имеет малое сечение. Это приводит к тому, что коэффициент импульсности β становится высоким и во много раз превышает 1. Для получения коэффициента продувки, обеспечивающего очистку от продуктов сгорания, при низкой частоте вращения достаточно даже небольшого перепада давления в продувочном трубопроводе.

Тот факт, что двухтактный двигатель имеет только одну рабочую характеристику, не зависящую от частоты вращения, не должен привести к заблуждению, будто с помощью чистого турбонаддува можно и при низкой частоте вращения достичь высокого давления наддува, т. е. лучшего протекания кривой крутящего момента, чем у четырехтактного двигателя. При равном перепаде давлений на продувку как при высокой, так и при низкой частотах вращения через двигатель проходит равное количество воздуха (см. п. 5.1). При этом, однако, его распределение на часть, остающуюся в цилиндре, и часть, затрачиваемую на продувку, в зависимости от частоты вращения будет различным. При неизменном состоянии наддувочного воздуха его количество, остающееся в цилиндре, было бы примерно пропорционально секундному рабочему объему, т. е. при вдвое меньшей частоте вращения двигателя оно составляло бы примерно половину (несколько больше, так как с увеличением коэффициента продувки улучшается продувка) от величины, соответствующей полной

частоте вращения. Из-за большого количества продувочного воздуха снижается температура выпускных газов, так как в конечном счете при вдвое меньшей частоте вращения и неизменном среднем эффективном давлении количество впрыскиваемого топлива было бы вдвое меньше, чем при полной частоте вращения. Поэтому и при импульсной системе чистого турбонаддува вследствие низкой температуры выпускных газов при низкой частоте вращения нельзя достичь таких высоких давлений наддува, как при высокой частоте вращения.

Важнейшей областью применения малооборотных двухтактных дизелей является прямой привод винта на судах с одномоторными установками, где проблема изменения крутящего момента, так же как и в стационарных дизель-электрических установках, не играет решающей роли. Правда, на установках с винтами фиксированного шага для разгона требуется крутящий момент, превышающий значения, соответствующие винтовой характеристике, как и на многомоторных судовых установках в случае выхода из строя одного из двигателей.

В связи с простотой размещения трубопровода, возможностью применения газовых турбин меньших размеров и лучшим к. п. д. при высоких степенях наддува двухтактные двигатели в настоящее время часто оснащаются системой наддува с постоянным давлением газов перед турбиной. В этом случае для обеспечения запуска и работы на долевых нагрузках обязательно требуется затрата дополнительной энергии в какой-либо форме на воздухоснабжение, что, впрочем, часто применяется для улучшения работы двигателя на этих режимах работы и при системах импульсного наддува.

В зависимости от способа передачи вспомогательной энергии и схемы включения дополнительного нагнетателя возможны различные варианты, которые вследствие их большого числа не могут быть здесь полностью рассмотрены. В последующих примерах выбраны некоторые типичные схемы наддува двухтактных малооборотных дизелей.

11.4.2. Типичные примеры исполнения схем наддува

Двухтактный дизель типа K90GF фирмы «Бурмейстер и Вайн» (г. Копенгаген) имеет чистый импульсный турбонаддув (рис. 11.25). Первый двухтактный судовый дизель с турбонаддувом, разработанный этой фирмой, был установлен в 1951 г. на судне «Дорте Мэрск» [11.23]. Оснащенные прямоточной схемой продувки (впускные окна во втулке цилиндра, выпускной клапан в крышке цилиндра) двигатели сначала имели вспомогательную электровоздуходувку, включенную перед турбокомпрессором и предназначенную для облегчения пуска и работы на малых нагрузках. Позднее, благодаря повышению к. п. д. турбокомпрессоров, стало возможным отказаться от дополнительного нагнетателя. В связи

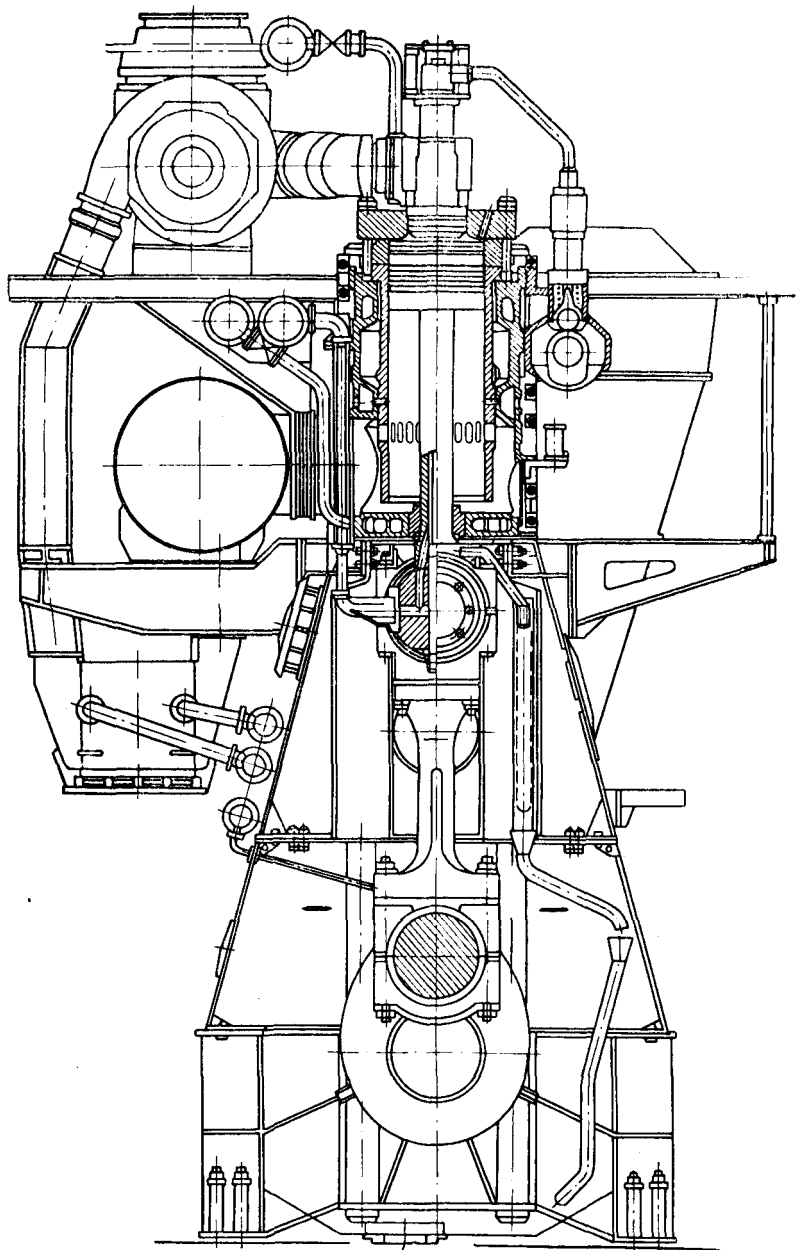


Рис. 11.25. Поперечный разрез малооборотного двухтактного дизеля «Бур-
мейстер и Вайн» типа К90GF

с этим следует отметить, что к. п. д. турбокомпрессора у двухтактных двигателей больше влияет на величину расхода топлива, чем у четырехтактных. В дизеле типа K90GF с базовыми размерами 900×1800 мм достигается среднее эффективное давление $p_e = 11,6$ бар и цилиндровая мощность 2500 кВт (3410 л. с.) при 114 об/мин [11.24].

Двигатель типа A1060 фирмы «Гранди Мотори Триесте» (GMT) — рис. 11.26 — имеет поперечную схему продувки. Наддув осуществляется при постоянном давлении газов перед турбиной и при использовании механически приводимых поршневых насосов, последовательно подключенных за ТК. При $D = 1060$ мм и $S = 1900$ мм этот дизель в настоящее время имеет наибольший рабочий объем цилиндра. Последовательное подключение механического компрессора является неproblemатичным, но связанным со значительными затратами решением, так как весь нагнетаемый турбокомпрессором воздух далее должен сжиматься механическим компрессором, в данном случае поршневым насосом. Эффективный рабочий объем поршневого насоса двойного действия должен быть (поскольку он работает при частоте вращения двигателя) значительно больше, чем рабочий объем цилиндров. Двигатель, изображенный на рис. 11.26, имеет среднее эффективное давление приблизительно 10 бар и цилиндровую мощность 2940 кВт (4000 л. с.) при частоте вращения 106 об/мин.

Фирма MAN (г. Аугсбург) раньше применяла на своих малооборотных двухтактных дизелях с петлевой схемой продувки параллельный эжекторный наддув (рис. 11.27). В этом случае часть подпоршневых полостей (при крейцкопфной конструкции) была использована в качестве воздушных насосов, нагнетающих воздух параллельно турбокомпрессору во впускной трубопровод [11.26]. Параллельное подключение подпоршневых полостей по сравнению с последовательным приводит лишь к небольшому увеличению затрат на дополнительные детали, при этом габаритный объем дизеля не возрастает. Так как параллельно работающие подпоршневые насосы при низких нагрузках способствовали бы приближению турбокомпрессора к зоне помпажа (см. рис. 8.19), то в этом рабочем диапазоне воздух из подпоршневых полостей подается через эжектор во впускной трубопровод под значительно более высоким давлением.

Обеспечение высокого уровня давления, необходимого для эжектора, сопряжено с потерями мощности и, следовательно, с увеличением расхода топлива. Для того чтобы избежать этого, по достижению 50%-ной нагрузки осуществляется автоматическое переключение на подачу подпоршневого воздуха непосредственно во впускной трубопровод. Как правило, при полной нагрузке подпоршневыми насосами подается только около 15% от общего количества наддувочного воздуха; потери мощности на привод насосов вызывают лишь небольшое увеличение расхода топлива.

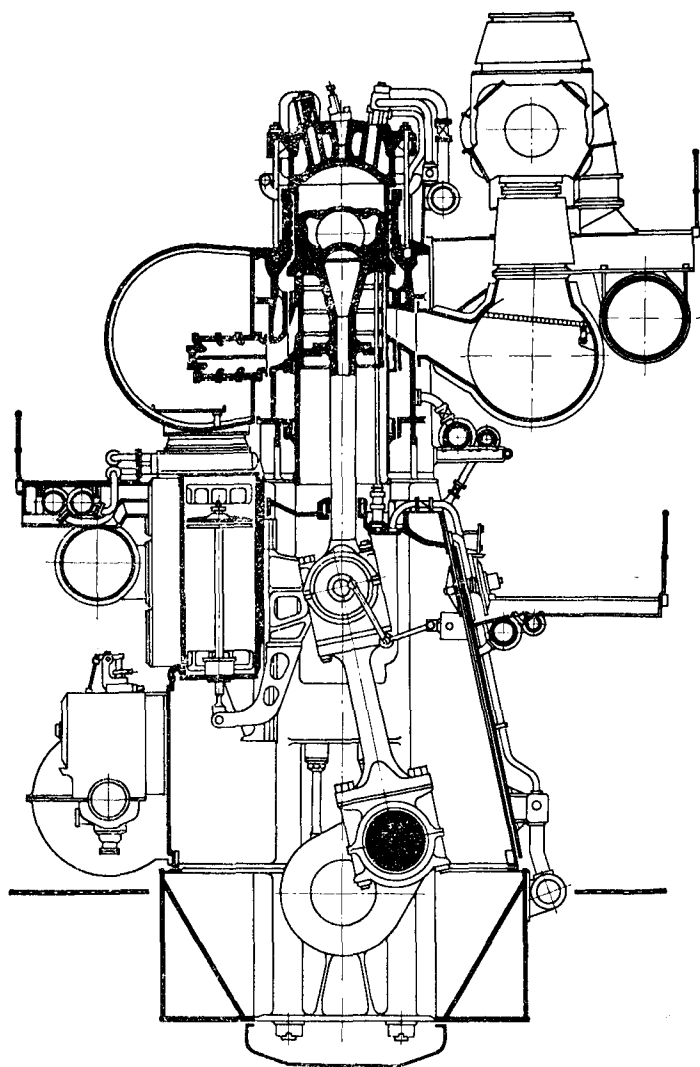


Рис. 11.26. Поперечный разрез малооборотного двухтактного ди-
зеля GMT типа A1060

Так как при дальнейшем повышении мощности за счет форсирования по среднему эффективному давлению доля воздуха, подаваемого подпоршневыми насосами, еще больше уменьшается, то в 1974 г. было решено совсем отказаться от них; наддув двигателя примерно с 50%-ной нагрузки осуществляется только посредством турбокомпрессора [11.27].

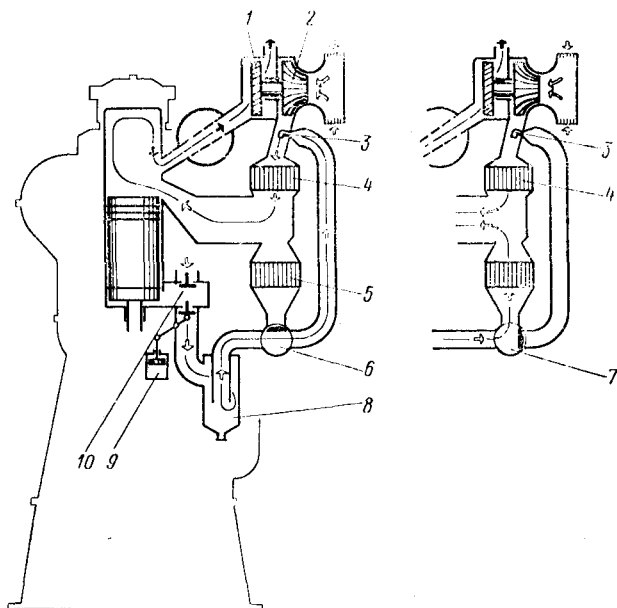


Рис. 11.27. Схема системы параллельного наддува с эжектором:

1, 2 — турбина и компрессор; 3 — сопло эжектора; 4, 5 — охладители наддувочного воздуха; 6, 7 — автоматическая заслонка при работе с эжектором и параллельной работе; 8 — маслоотделитель; 9 — устройство для отключения подпоршневого насоса; 10 — всасывающий клапан подпоршневого насоса

При пуске и разгоне двигателя примерно до 50%-ной нагрузки, а также при работе на режимах низких нагрузок подача воздуха на двигатель поддерживается за счет электрокомпрессора (рис. 11.28). Для того чтобы избежать утечек воздуха через глушитель турбокомпрессора, пневматически управляемый трубчатый золотник подключенного электрокомпрессора размещается вплотную к рабочему колесу ТК. Работа вспомогательного компрессора и положение золотника регулируются с помощью заданной величины давления наддувочного воздуха. При отключении дополнительного компрессора всасывание воздуха турбонагнетателем осуществляется как через глушитель, так и через этот вспомогательный компрессор.

В связи с тем, что вспомогательные компрессоры сжимают воздух до сравнительно низкого давления, а вскоре после пуска

сжатие воздуха начинает осуществляться в основном турбокомпрессором, мощность, затрачиваемая на привод этих вспомогательных компрессоров, невелика. Она составляет примерно 1% от полной мощности двигателя.

По сравнению с параллельным подключением подпоршневых полостей вспомогательный компрессор с электрическим приводом имеет меньшие габаритные размеры и меньшую стоимость, так

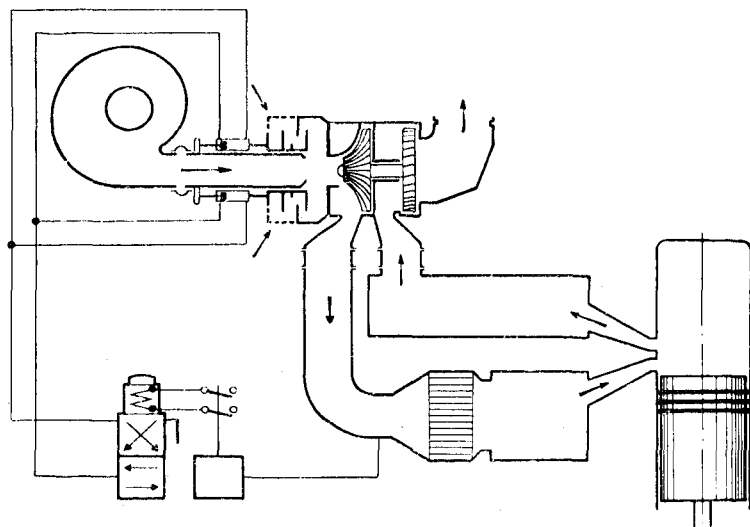


Рис. 11.28. Схема системы наддува при постоянном давлении газов перед турбиной с автономным вспомогательным компрессором

как в первом случае отпадает необходимость в клапанах продувочных насосов, циклонных масляных сепараторах, охладителях подпоршневого воздуха и клапане для переключения с инжекторного режима работы на параллельный. Наиболее простым и компактным становится размещение трубопроводов в том случае, когда турбокомпрессоры навешиваются с торцевой стороны выпускного коллектора — рис. 11.29 [11.27]. При отказе от использования подпоршневых насосов снижается и расход топлива — незначительно при полной нагрузке, но заметно в области частичных нагрузок, что особенно важно для стационарных установок, для которых эти режимы являются основными. Так, у двигателя типа K 10 SZ 105/180 А фирмы MAN, предназначенного для электростанции в бельгийском городе Генте, при гарантированном расходе топлива на режиме полной нагрузки, равном $223 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (при работе на тяжелом топливе $H_u = 9600 \text{ ккал/кг}$), практически достигалось $g_c = 220 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. Это соответствует к. п. д. на клеммах генератора 40,7% [10.12].

На малооборотных двухтактных дизелях фирмы «Зульцер» (г. Винтертур), также имеющих контурную схему продувки,

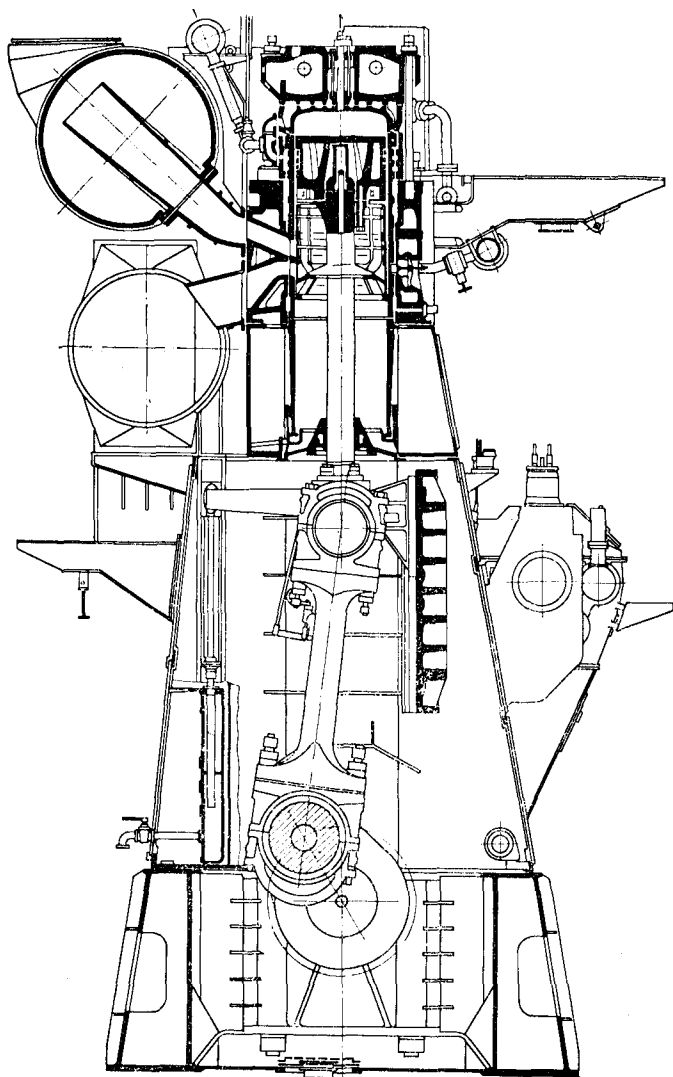


Рис. 11.29. Поперечный разрез малооборотного двухтактного дизеля MAN типа KSZA (турбокомпрессор закрыт выпускным коллектором)

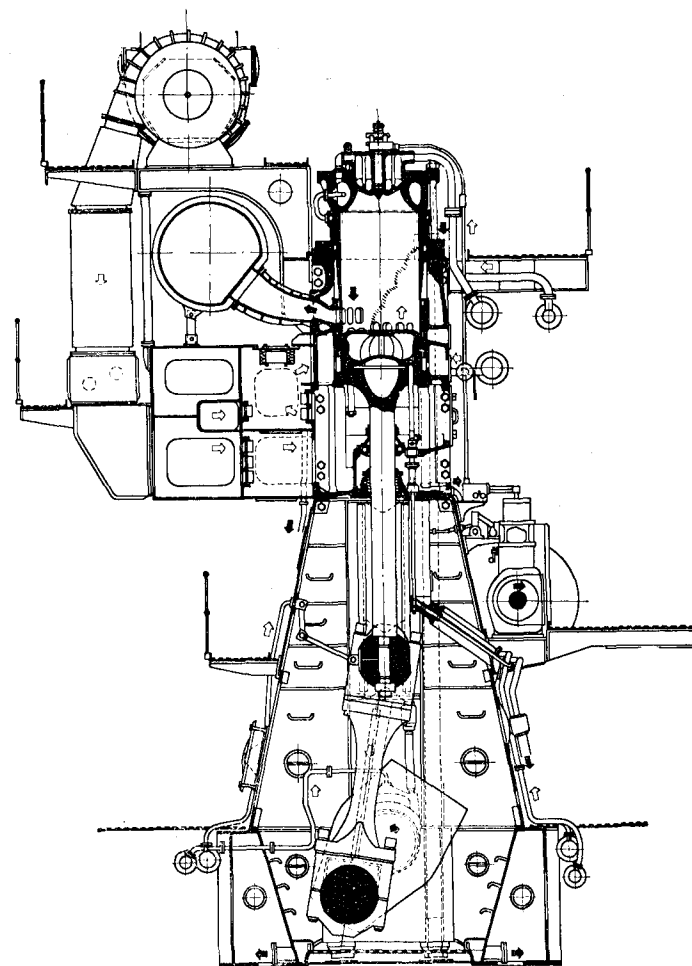


Рис. 11.30. Поперечный разрез малооборотного двухтактного дизеля «Зульцер» типа RND

в сериях RD и RND подпоршневые полости используются следующим образом [11.28]: перед впускными окнами находятся отделенные друг от друга камеры умеренного объема, сообщающиеся с подпоршневыми полостями и связанные с общим впускным трубопроводом посредством возвратного клапана (рис. 11.30). Эти камеры через возвратные клапаны наполняются воздухом под давлением, имеющимся во впускном трубопроводе (в предельном случае под давлением окружающей среды), до тех пор, пока турбокомпрессор бездействует. Под тем же давлением наполняется также и подпоршневая полость при положении поршня в верхней мертвой точке. Вследствие движения поршня вниз давление в камере повышается, так как возвратные клапаны закрыты; при открытии продувочных окон поршнем воздух перетекает из камеры в цилиндр. Подобный процесс имеет место у криовишне-камерного продувочного насоса двухтактных дизелей, имеющих шелевую продувку. Разница заключается лишь в том, что здесь перед этим продувочным насосом подключен турбокомпрессор. При пуске подача воздуха осуществляется только подпоршневым насосом, при малых нагрузках ему помогает турбокомпрессор, а при полной нагрузке подпоршневой насос является дополнительным при основной подаче воздуха турбокомпрессором. Поскольку доля сжимаемого в подпоршневой полости объема воздуха по отношению к суммарной подаче воздуха мала, то мала и мощность, затрачиваемая на привод подпоршневого насоса, что имеет следствием хорошую топливную экономичность при высоких нагрузках.

Раньше такой способ применялся в сочетании с импульсной турбиной, в настоящее время, по соображениям большей простоты и лучшей эффективности при высоких степенях наддува, используется система наддува при постоянном давлении газов перед турбиной.

О возможности привода турбокомпрессора через передачу и механизм свободного хода от коленчатого вала двигателя уже упоминалось в п. 8.4. Другие способы [11.29], как, например, частично последовательное и частично параллельное подключение подпоршневых насосов, дополнительный электрический, гидравлический (масляный привод через колесо Пельтона) или пневматический привод турбокомпрессора (подвод воздуха в особый сопловой сегмент турбины [11.30]) здесь не рассматриваются, так как в настоящее время они не имеют практического значения.

11.5. КОМБИНИРОВАННЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗА

Приведем несколько примеров комбинированных двигателей и генераторов газа.

Комбинированный способ, согласно определению, характеризуется тем, что эффективная мощность получается не только

за счет расширения в рабочем цилиндре двигателя, но и за счет расширения во второй (расширительной) ступени. Комбинированными двигателями называются такие, у которых газовая турбина (или одна из нескольких имеющихся турбин) также отдает мощность коленчатому валу.

Наиболее характерные примеры таких двигателей имеются в авиации. В связи с высокими степенями сжатия и расширения

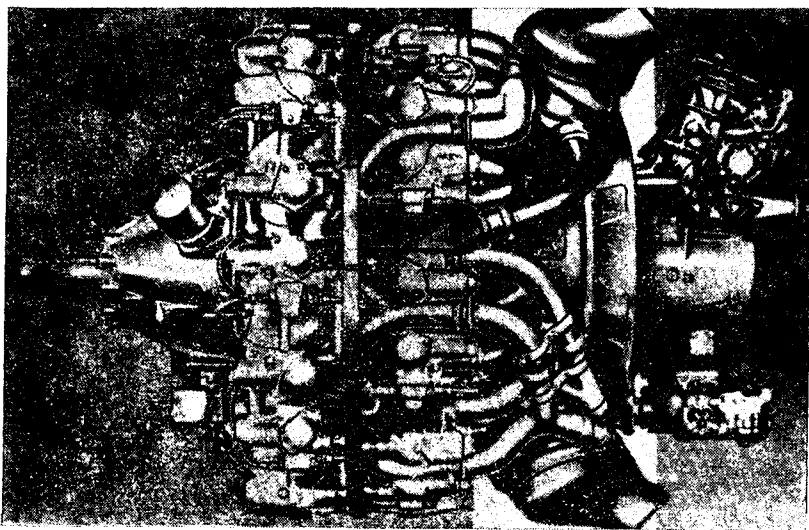


Рис. 11.31. Внешний вид 18-цилиндрового авиационного двигателя с принудительным зажиганием звездообразной конструкции типа «Райт—Турбо—Компаунд» фирмы «Кертисс—Райт»

в компрессоре и турбине (вследствие низкого внешнего давления) здесь особенно благоприятны условия для применения комбинированного способа. Одним из наиболее мощных поршневых двигателей с принудительным зажиганием был авиационный двигатель «Райт—Турбо—Компаунд» фирмы «Кертисс—Райт», 18 цилиндров которого располагались в виде двойной звезды (рис. 11.31); его стартовая мощность составляла 2420 кВт (3292 л. с.) при частоте вращения 2900 об/мин. У этого двигателя компрессор приводился от коленчатого вала; три газовых турбины, расположенных звездообразно под углом 120°, отдавали свою мощность коленчатому валу [11.31; 11.32]. Этот двигатель применялся на транспортных самолетах дальнего действия до тех пор, пока как и все поршневые двигатели большой мощности не был заменен реактивным.

Разработанный фирмой «Нэпир» (г. Актон) авиационный дизель, так и не нашедший практического применения, назывался

«Нэпир—Номад» — рис. 11.32 [11.31; 11.33; 11.34]. Двухтактный двигатель с контурной продувкой имел 12 цилиндров с оппозитным расположением (рис. 11.33), его наддув и продувка осуществлялись с помощью восьмиступенчатого осевого компрессора, приводимого трехступенчатой газовой турбиной. Вал турбокомпрессора соединялся с коленчатым валом двигателя через систему зубчатых колес и бесступенчато регулируемую фрикционную передачу (передача Бейера).

При низких нагрузках (низкая частота вращения пропеллера) мощность на привод компрессора не обеспечивалась газовой тур-

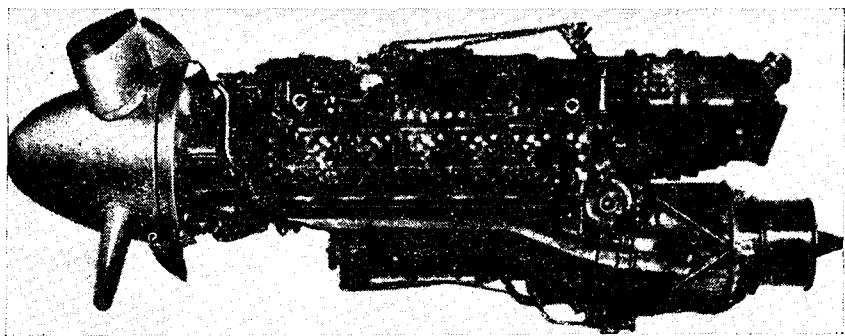


Рис. 11.32. Внешний вид авиационного дизеля типа «Нэпир—Номад»

биной, и нехватка мощности покрывалась за счет отбора от коленчатого вала двигателя; при высоких нагрузках избыточная мощность турбины передавалась на коленчатый вал (рис. 11.34). При общей мощности 2200 кВт (3000 л. с.) мощность газовой турбины составляла приблизительно 1650 кВт (2250 л. с.), избыток мощности турбины по отношению к мощности компрессора достигал примерно 16% от общей мощности. Расход топлива в мощностном диапазоне между 2/3 и полной нагрузкой имел весьма низкую величину — 218 г/(кВт·ч) [161 г/(л. с. ч)]. Благодаря столь низкому расходу топлива этот двигатель, вероятно, мог бы найти применение на самолетах дальнего действия, если бы высокомошные поршневые двигатели в авиации не были повсеместно вытеснены газовыми турбинами (воздушно-реактивными двигателями).

Генератор газа, в соответствии с определением, характеризуется тем, что эффективная мощность снимается только с турбины, в то время как мощность, развиваемая в цилиндрах двигателя, идет лишь на привод компрессора. Генераторы газа большей частью работают по двухтактному циклу, так как в этом случае вследствие большого коэффициента продувки легче достигается обеспечение баланса мощностей между рабочим цилиндром и компрессором при более низком давлении наддува, чем

в четырехтактном двигателе. Если коленчатый вал отсутствует и рабочие поршни непосредственно соединены с поршнями компрессоров, то это свободно-поршневые генераторы газа (СПГГ). В практике встречаются только двухтактные СПГГ.

Среди большого количества разработок в области СПГГ одним из самых известных, получивших практическое применение, является разработанный фирмой SEME (Париж—Мальмэзон)

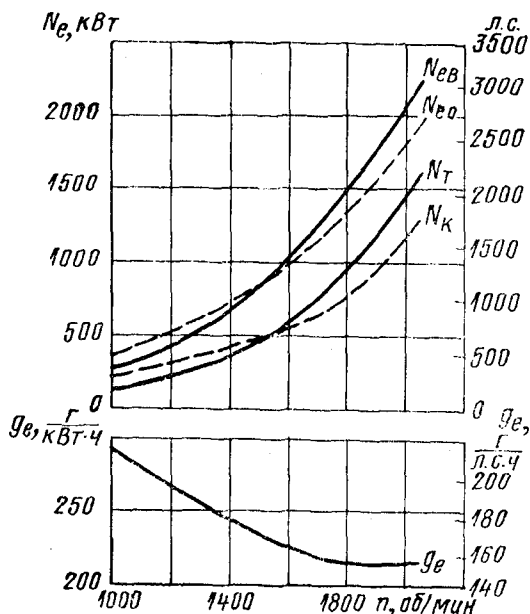


Рис. 11.34. Скоростная характеристика двигателя, показанного на рис. 11.32:

N_K — мощность компрессора; N_T — мощность турбины; N_e — мощность двигателя; $N_{ев}$ — мощность на валу; g_e — удельный расход топлива

с использованием патентов фирмы «Пескара» типа GS34 (рис. 11.35). Получаемая в газовой турбине эффективная мощность составляет приблизительно 736 кВт (1000 л. с.) [11.35; 11.36].

СПГГ типа GS34 впоследствии совершенствовался и выпускался фирмой SIGMA (г. Лион), приобретшей лицензию у фирмы SEME [11.37]. До 1960 г. было продано большое количество лицензий; до 1962 г. тип GS34 строился многими компаниями и практически применялся в стационарных наземных установках, а также на судах.

Одновременное подключение нескольких газогенераторов к одной газовой турбине является вполне возможным. Так как за счет значительного объема трубопровода (газовая турбина, как правило, размещается не в непосредственной близости от генератора газа) давление газа выравнивается, то не обязательно добиваться работы генератора газа при равном числе ходов и при равномерно смещенных друг к другу фазам газораспределения. Для вдвоенных установок было найдено оптимальное газораспределение, обеспечивающее смещенное на 180° положение

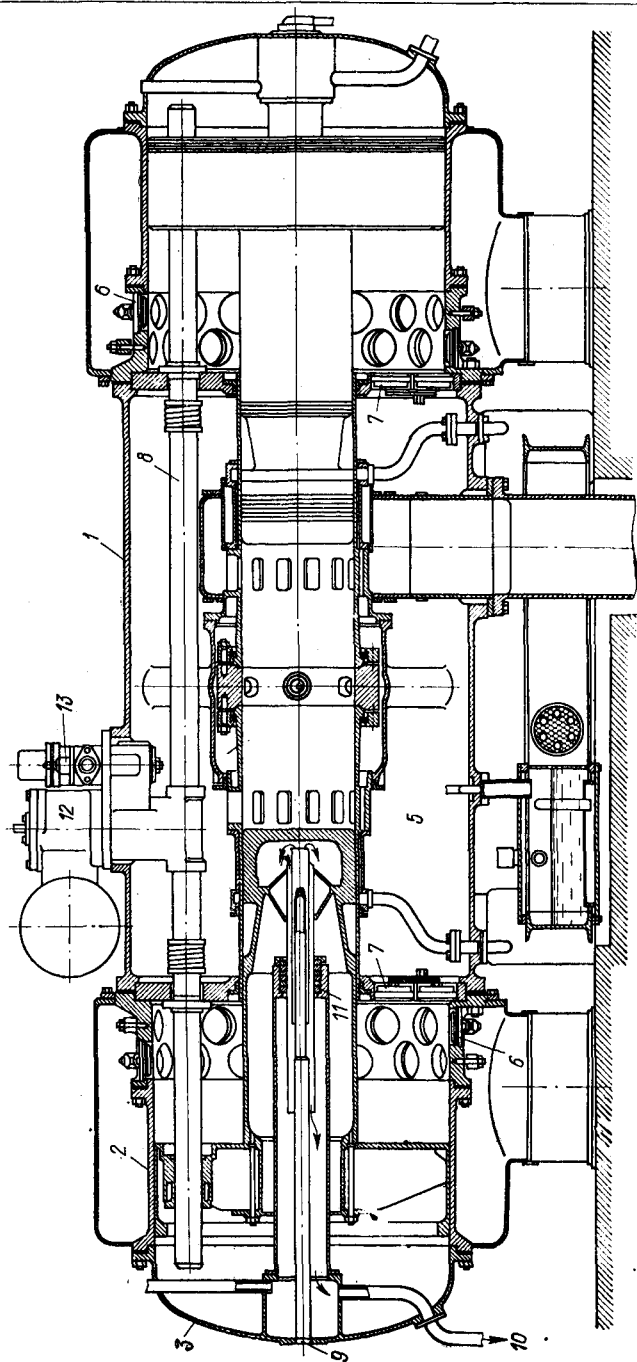


Рис. 11.35. Разрез свободно-поршневого генератора газа типа GS34 фирмы SEME

фаз генераторов газа, в остальном работающих независимо друг от друга.

Газовые турбины с СПГГ имеют, наряду с прочими, следующие основные преимущества:

1) полное уравнивание масс каждого отдельного агрегата, следствием чего является простота и небольшая стоимость фундаментов;

2) хорошая характеристика крутящего момента газовой турбины: при уменьшении частоты вращения от полной до нуля крутящий момент увеличивается в 2,5 раза;

3) меньший расход топлива, чем у газотурбинных установок с камерами сгорания, в особенности при меньших мощностях; отсутствие необходимости в теплообменнике;

4) возможность одновременного подключения любого количества отдельных генераторов газа на одну силовую турбину, благодаря чему одним и тем же типоразмером генератора газа перекрывается широкий мощностной диапазон;

5) меньшие удельные массо-габаритные показатели, чем у крупных малооборотных двигателей.

Этим преимуществам противостоят некоторые недостатки.

1. Оптимальное значение расхода топлива существенно выше, чем у дизелей с наддувом, имеющих равную мощность.

2. Расход топлива на частичных нагрузках отдельного генератора газа значительно выше, чем у дизелей; расход топлива на режиме холостого хода весьма высок. Этот недостаток может быть устранен только сочетанием нескольких агрегатов, если с уменьшением нагрузки один за другим отключаются отдельные генераторы газа, а при увеличении нагрузки вновь соответственно подключаются.

3. Указанное в п. 2 преимущество имеет значение только для автомобильных двигателей, однако именно автомобильные двигатели часто работают на режимах изменяющихся нагрузок и даже холостого хода. Для ограничения расхода топлива именно в этом случае следовало бы применять большее число отдельных генераторов газа, которые бы при изменении нагрузки автоматически останавливались или соответственно запускались. Для этого потребуется очень сложная система регулирования, а также очень высокий расход пускового воздуха.

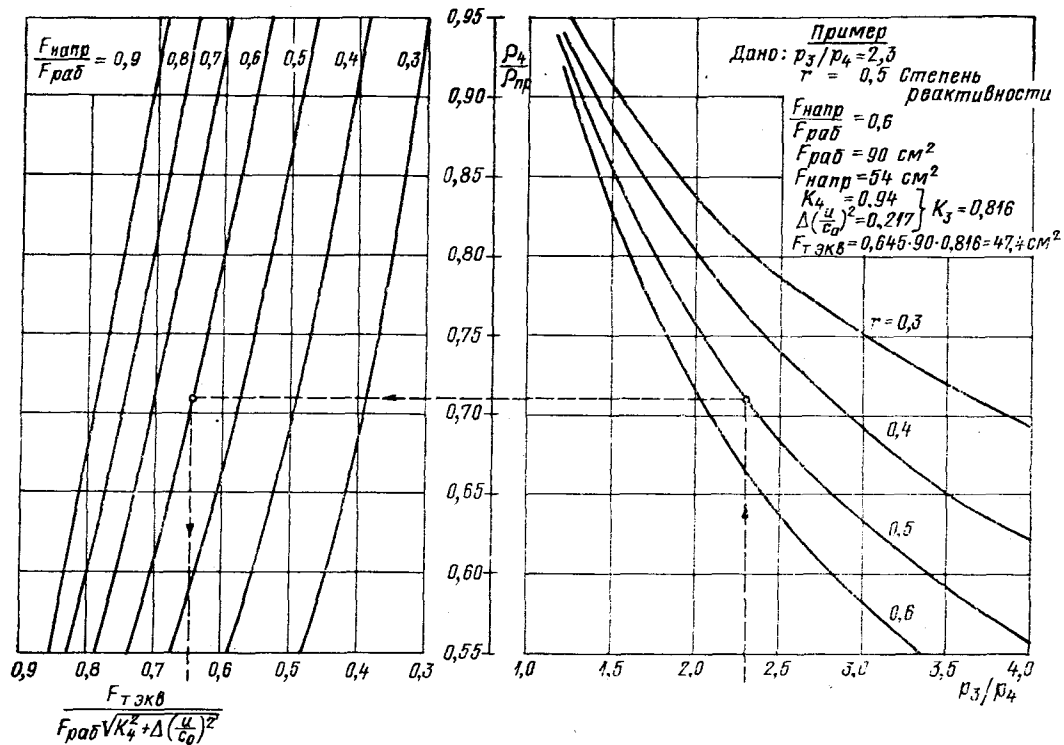
4. Сравнение массо-габаритных показателей с малооборотными крупными двигателями не соразмерно. Если сравнивать установки, имеющие или примерно равные диаметры цилиндров, или равное число ходов (равную частоту вращения), или равную цилиндрическую мощность, то массо-габаритные показатели установки с СПГГ не будут меньше, чем у многоцилиндрового дизеля с высоким наддувом. Это связано и с тем, что внешний диаметр у генераторов газа определяется поршнем компрессора, имеющим диаметр в несколько раз больший, чем рабочий поршень. Поэтому несколько

генераторов газа нельзя установить так компактно по длине, как объединенные в блок цилиндры дизеля.

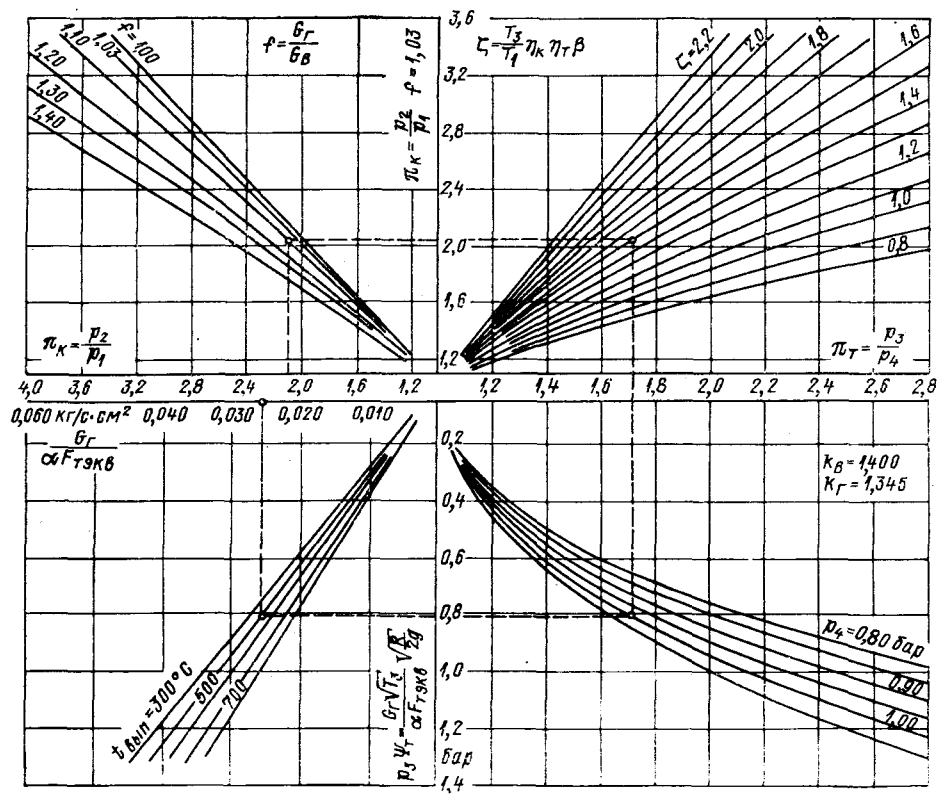
5. СПГГ работают при высоких давлениях наддува и высоких средних индикаторных давлениях, что при двухтактном цикле в сочетании с работой на тяжелом топливе часто затрудняло эксплуатацию.

Несмотря на то, что были построены электростанции мощностью до 25 000 кВт, приводимые 34 отдельными генераторами газа типа GS34 [11.38], значение и практическое применение установок с СПГГ сильно упало, новые разработки в этой области почти не предпринимаются (в отличие от дизелей, которые развиваются в направлении повышения удельных мощностей):

ПРИЛОЖЕНИЯ



1. Номограмма для определения эквивалентного сечения турбины.



2. Номограмма для определения рабочей точки одноступенчатого турбокомпрессора

- 0.1. **Zinner K.** Die attraktiven Forschungsprobleme des Verbrennungsmotors. MTZ 33 (1972), S. 96/99.
- 0.2. **Meyer A.** Die erste Gasturbinenlokomotive. Schweizer Bauzeitung, 1942, S. 229/233 und 241/242.
- 0.3. **Steiner F.** Gasturbinen—Elektrolokomotive. MTZ 4 (1942), S. 474.
- 0.4. **Friedrich K.** Verwendung von Gasturbinen bei Triebfahrzeugen der Deutschen Bundesbahn. MTZ 31 (1970), S. 255/269.
- 0.5. **Bernard I. P.** Die Antriebsaggregate der französischen Turbozüge. MTZ 31 (1970), S. 269/273.
- 0.6. **Alberte T.** Amtrak's French Built Turbine Trains. Diesel and Gas Turbine Progress, North Am. Edition, March, 1974, S. 19/21.
- 0.7. **Kunberger K.** Gas Turbine Driven Containership Launched. Diesel and Gas Turbine Progress, Worldwide Edition, Jan./Febr., 1971, S. 32.
- 0.8. **80.000 PS** für ein Containerschiff — Zwei M. A. N. — KSZ — Zweitakt — Dieselmotoren 105/180. MTZ 34 (1973), S. 388/389.
- 0.9. **Pott H. H. und Schmuck R.** Erstes Grossdieselmotorkraftwerk mit mittelschnelllaufenden Dieselmotoren. Siemens—Zeitschrift, 45 (1971), S. 503/508.
- 0.10. **Wadman B. W.** 30 000 H. P.—Engine in Power Plant Application. Diesel and Gas Turbine Progress, Aug., 1968, S. 21/23.
- 0.11. **Deckung** der Grundlast durch Grossdieselmotoren. Energie und Technik, 20 (1968), S. 232/233.
- 0.12. **ACEC—M. A. N.—Motor K 10 SZ 105/180.** Schiff und Hafen, 1973, S. 332.
- 2.1. **Sass F.** Geschichte des deutschen Verbrennungsmotorenbaues. Springer, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1962.
- 2.2. **Daimler P.** Der Kompressor. Motorschau, 1939.
- 2.3. **Diesel R.** Die Entstehung des Dieselmotors. Springer, Berlin, 1913.
- 2.4. **Zinner K.** Die ersten Aufladeversuche am Dieselmotor. MTZ 19 (1958), S. 78/81.
- 2.5. **Laudahn G.** Leistungssteigerung bei Dieselmotoren durch «Aufladen» der Zylinder. Jahrbuch der Brennkrafttechn. Ges. e. V. XII (1931).
- 2.6. **Achterberg F. W.** Entwicklung und Herstellung des Schweröl—Flugmotors Jumo 205. Luftwissen 6 (1939), S. 191/195.
- 2.7. **Büchi A.** Exhaust Turbocharging of Internal Combustion Engines. Monograph No. 1, Journal of the Franklin Institute, Philadelphia, Pa. 1953. Über die Entwicklungsetappen der Büchi—Abgasturbo—Aufladung. MTZ 13 (1952), S. 25/28.
- 2.8. **Doppelschrauben—Motor—Fahrgastschiff «Preussen».** Werft, Reederei, Hafen, 8 (1927), S. 164 ff.
- 2.9. **A New Diesel Engine Development.** The Motorship, Vol. VII No. 83 (Febr. 1927), S. 389/393.
- 2.10. **Stodola A.** Leistungsversuche mit Büchi'scher Aufladung. Z. VDI 72 (1928), S. 421/428.
- 3.1. **Wanscheidt W. A.** Theorie des Dieselmotors. Berlin, 1955.
- 3.2. **List H.** Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Springer, Wien, 1939.
- 3.3. **Zapf H.** Untersuchungen zur Vorausberechnung der Ladungsendtemperatur in Viertakt—Dieselmotoren. MTZ 31 (1970), S. 342/348.
- 3.4. **Zeman J.** Zweitaktmaschinen mit unsymmetrischem Steuerdiagramm, ATZ 40 (1938), S. 420/424.
- 3.5. **Zinner K.** Ergebnisse der Vorausberechnung und Messung des Ladungswechsels bei Zweitaktmotoren. M. A. N. — Forschungsheft, 1952 (2. Halbjahr), S. 79/91.

4.1. **Pfleiderer C.** Die Kreiselumpen für Flüssigkeiten und Gase, 4. Aufl. Springer, Berlin—Göttingen—Heidelberg, 1955.

4.2. **Schug H.** Untersuchungen über den Betriebsbereich eines Radialverdichters für Aufladegruppen. M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 9 (1960), S. 33/51.

6.1. **Zinner K.** Diagramm zur Bestimmung des Betriebspunktes einstufiger Abgasturbolader. M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 10 (1961/62), S. 93/102.

6.2. **Appel M.** Eine M. A. N.—Aufladegruppe für Lastwagenmotoren. M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 11 (1963/64), S. 16/28.

6.3. **Zinner K.** Die Druckschwankungen in der Auspuffleitung und der Wirkungsgrad von Abgasturboladern. M. A. N.—Forschungsheft, 1953, S. 45/60.

6.4. **Ryti M.** Ein Rechenprogramm für den Ladungswechsel aufgeladener Dieselmotoren. Brown, Boveri—Mitteilungen, 55 (1968), S. 429/439.

6.5. **Woschni G.** Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor—Kriesprozessen. MTZ 26 (1965), S. 439/446.

6.6. **Eberle M.** Beitrag zur Berechnung des thermodynamischen Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader. Dissertation ETH, Nr. 4220, Zürich.

6.7. **Lange W. u. Woschni G.** Thermodynamische Auswertung von Indikator—Diagrammen, elektronisch gerechnet. MTZ 25 (1964), S. 284/289.

6.8. **Bulaty B.** Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselrechnungen bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern. MTZ 35 (1974), S. 177/185.

6.9. **Vibe I. I.** Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik Berlin. 1970.

6.10. **Pucher H.** Vergleich der Ladungswechselrechnung für Viertaktdieselmotoren nach der Charakteristikentheorie und der Füll—und Entleermethode. Dissertation an der Technischen Universität Braunschweig, 1975.

7.1. **Bosnjakovic Fr.** Technische Thermodynamik, Erster Teil. Theodor Steinkopf, Dresden und Leipzig, 1935.

7.2. **Zapf H.** Untersuchungen des Wärmeüberganges in einem Viertakt—Dieselmotor während der Ansaug—und Ausschubperiode. Dissertation TU München 1968; s. a. M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 14 (1968/69) und MTZ 30 (1969), S. 461/465.

7.3. **Khanna Y. K.** Untersuchungen der Verbund—und Treibgas—Anlagen mit hochaufgeladenen Viertakt—Dieselmotoren. Dissertation TH München 1959; s. a. MTZ 21 (1960), S. 8/16 und 73/80.

7.4. **Zinner K.** Die Aufladung von Viertakt—Dieselmotoren. MTZ 11 (1950), S. 57/67.

7.5. **Pickert H. und Schulmeister R.** Massnahmen zur Gestaltung von Hochleistungs—Dieselmotoren—Anlagen, insbesondere deren Kühlanlagen. CIMAC—Kongress Washington 1973; 37, S. 925/943; s. a. MTZ 34 (1973), S. 347/348.

7.6. **Zinner K.** Zusammenhänge zwischen Leistung und Beanspruchung, gezeigt am Beispiel eines schnelllaufenden Dieselmotors mit Abgasturbo—Aufladung. CIMAC—Kongress 1959 Wiesbaden, A3, S. 171/200.

7.7. **Eichelberg G. und Pflaum W.** Untersuchungen eines hochaufgeladenen Dieselmotors. Z. VDI, 93 (1951), S. 1113/1123.

7.8. **Pflaum W.** Leistung und Brennstoffausnutzung durch hochaufgeladene Dieselmotoren. MTZ 13 (1952), S. 29/35.

7.9. **Zinner K.** Theoretical and Experimental Investigations of an Operational Procedure Involving the Use of a Coupled Exhaust Turbine (Compound System). CIMAC—Kongress 1962 Kopenhagen, A 12, S. 550/569.

8.1. **Wallace F.** Vergleich des Gleichdruck—und Stoss—Aufladeverfahrens bei Abgasturbo—Aufladung von Dieselmotoren mit hohem Aufladedruck. MTZ 25 (1964), S. 196/201.

8.2. **Meier E.** Die Anwendung von Pulse—Convertern bei Viertakt—Dieselmotoren mit Abgasturbo—Aufladung. Brown, Boveri—Mitteilungen, Bd. 55 (1968), S. 420/428.

8.3. **Meier E.** Neuere Abgassysteme für turboaufgeladene Verbrennungsmotoren. Brown, Boveri—Mitteilungen, Bd. 58 (1971), S. 161/166.

8.4. **Birman R.** New developments in turbocharging. Society of Automotive Engineers, Annual Meeting Detroit, Mich. 11 ... 15, January, 1954.

8.5. **Takemoto Y.** Supercharging Systems on Four—Stroke Medium Speed Diesel Engines. ISME Tokyo, 73 Technical Papers (1973).

8.6. **Zinner K.** Das Beschleunigungsverhalten des Dieselmotors mit Abgasturbolader, MTZ 13 (1952), S. 41/44 und 64/66.

8.7. **Larborn A.** Die Entwicklung des Fahrzeug—Dieselmotors mit Direkt—Einspritzung in Schweden. MTZ 26 (1965), S. 380/385.

8.8. **Schulz B.** Mack's New Maxidyne Constant Power Vehicle Package. Diesel and Gas Turbine Progress Dezember, 1966, S. 17/19.

8.9. **Ziegler G.** Regeleingriff am Turbolader eines Dieselmotors. MTZ 23 (1962), S. 21/27.

8.10. **Von der Nüll W. T.** Zunehmende Einführung des Abgasturboladers auch für Ottomotoren. MTZ 24 (1963), S. 321/325.

8.11. **Power Dilemma at Indy.** Diesel and Gas Turbine Progress, July, 1968, S. 25.

8.12. **Diesel and Gas Turbine Catalog 1971**, S. 724 und 734. Published by Diesel and Gas Turbine Progress, Milwaukee.

8.13. **Buschmann H.** Neuere Entwicklung des M. A. N.—M—Verfahrens, MTZ 25 (1964), S. 20/22.

8.14. **Cser G.** Ein neuartiges Verfahren zur Verbesserung der Abgasturbo—Aufladung. Vortrag auf dem XIII. Fisita—Kongress, Brüssel, 1970 und MTZ 32 (1971), S. 368/373.

8.15. **Addie A. N.** Design and Development of Turbochargers for the General Motors Corporation Series 567 Engines. A. S. M. E. Meeting, May, 22, 1960.

8.16. **CIMAC—Recommendations for Diesel Engine Acceptance Tests.** CIMAC Secretary, Paris, 1961.

8.17. **Zinner K. und Wunsch A.** Leistungsbemessung und Prüfung von aufgeladenen Viertakt—Dieselmotoren unter geänderten atmosphärischen Bedingungen. Erläuterungen zur CIMAC—Empfehlung 1971, MTZ 32 (1971), S. 393/403.

8.18. **Woschni G. und Anisits F.** Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen, MTZ 34 (1973), S. 106/115.

8.19. **CIMAC—Recommendations for Supercharged Diesel Engines Part I a. II.** CIMAC Secretary, Paris, 1971.

8.20. **Zinner K.** Beitrag zur Umrechnung der Höhenleistung von Verbrennungsmotoren. M. A. N.—Forschungsheft, 1954, S. 98/119.

8.21. **Restin A. und Mitverfasser.** Thermodynamische Auswertung der Versuche zum Höhenverhalten eines Viertakt—Dieselmotors mit Abgasturbo—Aufladung. Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen Frankfurt, Heft 60.

8.22. **Tholen P. und Streicher K.** Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung luftgekühlter Dieselmotoren unter besonderer Berücksichtigung des Umweltverhaltens. CIMAC—Kongress Washington, 1973, 21, S. 511/536; s. a. MTZ 34 (1973), S. 263/264.

8.23. **McWannel D. C.** The Turbocharged Spark Ignition Engine, Performance and Emissions Characteristics with Thermal Reactor and Secondary Air Injection. Ingénieurs de L'Automobile, 1974, 11, S. 661/673.

8.24. **Schweikert J. F. and Jonson J. H.** Turbocharged Spark Ignition Engine with Low Exhaust Emissions and Improved Fuel Economy. S. A. E. Paper 730 633.

8.25. **Berges H. P.** Theoretische Untersuchung von Betriebsverhalten, Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemission aufgeladener Ottomotoren. Dissertation Technische Universität München, 1976.

9.1. **Balmer.** The Scavenging of Two—Cycle Engines. Sulzer Technical Revue, Jg. 1933, Heft 4; s. a. Sass F. Dieselmotoren. Springer, 2. Auflage, 2. Bd., S. 194.

9.2. **Hussmann A. W. and Pullmann W. A.** Diesel Exhaust Blowdown Energy. CIMAC—Kongress, 1959, Wiesbaden, B 1, S. 663/684.

9.3. **Montgomerie G. A. and Forbes M. K.** Refrigeration of Charge Air of Diesel Engines, CIMAC—Kongress 1959 Wiesbaden, A14, S. 445/474.

9.4. **Neue Entwicklungstendenzen für Viertakt—Dieselmotoren.** Hansa 110 (1973) Nr. 24, S. 2236/37; s. a. MTZ 35 (1974) Nr. 2, S. 61/62.

9.5. **Ehrhart F.** Turbokühlung, MTZ 20 (1959), S. 313/316.

9.6. **Zinner K. und Reulein H.** Thermodynamische Untersuchung über Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen Viertakt Dieselmotoren. Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Frankfurt/M., Heft 38, Auszug, MTZ 25 (1964), S. 188/195.

9.7. **Reulein H.** Einfluss der Turbokühlung und des Millerverfahrens auf die Leistung von aufgeladenen Gasmotoren. Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Frankfurt/M., Heft 87, Auszug MTZ 31 (1970), S.1/10.

9.8. **Crooks W. R.** Combustion Air Conditioning Boosts Output 50 Per Cent. CIMAC—Kongress, 1959, Wiesbaden, A 15, S. 475/494.

9.9. **Deutsche Patentschrift DT-PS 100 1049.**

9.10. **Miller R. and Lieberherr H. U.** The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Conditions. CIMAC—Kongress, 1957, Zürich, S. 787/803.

9.11. **Deutsche Patentschrift DRP 94 887.**

9.12. **New Fuji four-stroke engine with two-stage turbocharging.** The Motor-ship, July, 1971, S. 155.

9.13. **Brinson L.** High Performance Gas Burning Engines. CIMAC—Kongress, 1965, London, B 1, S. 603/636.

9.14. **Robinson R. R. and Mitchel J. E.** Development of a 300 p. s. i. (21,1 kp/cm²) b. m. e. p. Continuous Duty Diesel Engine. CIMAC—Kongress, 1965, London, A 7, S. 269/306.

9.15. **Meier E.** Zweistufige Aufladung. Brown, Boveri Mitteilungen, Bd. 52 (1965), Nr. 3, S. 171/179.

Gyssler, G.: Problems Associated with the Turbocharging Large Two-Stroke Engines. CIMAC—Kongress, 1965, London, B 16, S. 1047/1076.

9.16. **Gottstein R. und Mitverfasser.** Ergebnisse experimenteller Untersuchungen der Zweistufen—Aufladung an einem mittelschnellaufenden Viertakt—Dieselmotor—Dieselmotoren—Nachrichten VEB Schwermaschinenbau «Karl Liebknecht», Magdeburg, 1975, Heft 1.

9.17. **Taylor D. H. C. und Mitverfasser** Increased Rating of Diesels: Two-stage Turbocharging on a Medium Speed Four-Stroke Engine. BSRA 27 (1972), S. 70.

9.18. **Andersen C.** Future Scope of Marine Propulsion Plants Possibilities and Problems for the Slow Speed Diesel. ISME, Tokyo, 73, Technical Papers, 1973.

9.19. **A Diesel Engine forecast The Low Speed Design in the Years Ahead.** The Motor Ship, December, 1973, S. 429/423.

9.20. **Izumi Sh.** Future Prospect of Low Speed Large Sized Marine Diesel Engine. ISME, Tokyo, 73, Technical Papers, 1973.

9.21. **Izumi Sh.** Mitsubishi's Medium Sized UE Marine Engines. Diesel and Gas Turbine Progress Worldwide, October 1974, S. 20/21; s. a. MTZ 35 (1974), Nr 11, S. 384.

9.22. **BBC**—Druckschriften Sk—TLT 55057/1D, CH-T 122063 D, Q 200007 P 91.

9.23. **Wunsch A.** Aufladung von Fahrzeug—Dieselmotoren mit Abgasturbolader und mit der Druckwellenmaschine Compres. MTZ 31 (1970), S. 17/23.

9.24. **Melchior J.** Suralimentation des moteurs Diesel par le procédé Hyperbar. Entropie Nr. 48 (1972) November/Dezember, S. 4/12.

9.25. **Kunberger K.** Hyperbar Turbocharging System for Low Compression Ratio Engines. Diesel and Gas Turbine Progress Worldwide, July/August, 1974, S. 10/12.

9.26. **Diesellokomotive** mit teilweise thermopneumatischer, teilweise mechanischer Leistungsübertragung. MTZ 17 (1956). S. 293; s. a. Oil Engine and Gas Turbine, 23 (1956), S. 338/339.

9.27. **Berges H. P.** Theoretische Untersuchung von Betriebsverhalten, Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemission aufgeladener Ottomotoren. Dissertation Technische Universität, München, 1976.

10.1. **Zinner K.** Betriebsergebnisse mit den Motoren der Lichtenfelsklasse. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Bd. 50 (1956), S. 136/148.

10.2. **Rothemund M.** Eine neue M. A. N.—Hochaufladegruppe radialer Bauart. M. A. N.—Dieselmotoren—Nachrichten Nr. 33, November 1956, S. 2/13 und M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 6 (1956), S. 7/18.

10.3. **De Laval** Abgasturbolader in Diesel and Engine Catalog, Diesel Progress, Milwaukee, 1965, S. 538.

10.4. **Herger H.** Betriebserfahrungen mit Brown, Boveri—Abgasturboladern. BBC—Mitteilungen, 44 (1957), 4/5, S. 174/179. Meier E. Development of Exhaust Turbochargers and Pressure-Charging Systems for Diesel Engines with High Mean Effective Pressures. CIMAC—Kongress, 1973, Washington, 2, S. 29/50; s. a. MTZ 34 (1973), S. 345.

10.5. **Görlich D.** Abgasturbolader für die einstufige und zweistufige Abgasturbo—Aufladung mittelschnellaufernder und langsamlaufender Grossdieselmotoren. Hansa 111. Jg. (1970), S. 1765/1769.

11.1. **Abgasturboaufgeladene** Ottomotoren in USA, MTZ 24 (1963), S. 55/56.

11.2. **Bahr A.** Besondere Motorenkonstruktionen für Personenwagen. Nachbericht von der 45. Internationalen Automobilausstellung in Frankfurt/M. — Teil 1. MTZ 34 (1974), S. 14/21.

11.3. **Stulle O.** Über die Entwicklung des BMW—Motors 2002T1 mit Abgasturbo—Aufladung und Benzineinspritzung, MTZ 30 (1969), S. 354/356.

11.4. **Metzger H.** Der Porsche Turbo-Rennwagen Typ 917. ATZ, 75 (1973), S. 362/367.

11.5. **The Saurer** Helical Lobe Supercharger applied to Saurer Diesel Engines. Automobile Engineer, December, 1956.

11.6. **Wadman B.** Mack Accentuates Progress with Air-To-Air Intercooled 300 Series Maxidyne Diesel. Diesel and Gas Turbine Progress, June, 1973, S. 15/17.

11.7. **Air-to-Air** Charge Air Cooled Diesel from DAF. Diesel and Gas Turbine Progress Worldwide, November/December, 1973, S. 27.

11.8. **Field D. B. and Hinkle S. J.** Detroit Diesel Allison's Series 92 Engines. S. A. E.—Paper Nr. 740037.

11.9. **Detroit Diesel** 92-Series-25% Greater Output. Diesel Engine and Gas Turbine Progress February, 1974, S. 15/17.

- 11.10. **Development** of a Two-Stroke Diesel Locomotive Engine. Railway Gazette, May 6, 1966.
- 11.11. **Peters W. W.** Evolution of the General Electric 7 FDL Locomotive Diesel Engine. CIMAC—Kongress, 1971, Stockholm, A. 8, S. 1/42.
- 11.12. **Von Kienlin M. und Maybach G. W.** High Speed High Output Diesel Engines — 35 Years of Development of Railroad and Marine Application SAE, 1961, 367 A.
- 11.13. **The extended** range of MTU high speed Diesel engines. A Special Survey by «The Motor Ship», April, 1974.
- 11.14. **Diesel** and Gas Turbine Progress, MTU Supplement, April, 1975.
- 11.15. **Gallois J.** The PA 6 engine — a compact marine and industrial unit. A. Special Survey by «The Motor Ship», April, 1973, S. 33/37.
- 11.16. **Zinner K.** Zylindergrösse und Zylinderzahl. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft STG. 60. Band (1966). Auszug, MTZ 28 (1967), S. 156/157.
- 11.17. **Wesselo I. H.** The Effect of Design on Service Results and on Economy as Observed on the Stork—Werkspoor TM 410 Engine. CIMAC—Kongress, 1973, Washington, 9, S. 119/146.
- 11.18. **Boosman P. und Vegt I. v. d.** Design characteristics and test evaluation of the TM 410 engine. A Special Survey by «The Motor Ship», January, 1973, S. 29/34.
- 11.19. **Luther K.** Erster Viertakt-Schwerölmotor für 1000 PS Zylinderleistung. MTZ 29 (1968), S. 460.
- 11.20. **Die neue M. A. N.**—Dieselmotoren—Baureihe A., MTZ 35 (1974), Heft 9, S. 302.
- 11.21. **Bouquet I. C.** The PC 4 engine: a new high-output design. A Special Survey by «The Motor Ship», April, 1973, S. 23/27.
- 11.22. **Wittstock P. O.** Der neue S. E. M. T.—Pielstick—Dieselmotor PC 4—570. MTZ 34 (1973), S. 250/252.
- 11.23. **A New Burmeister & Wain Diesel Engine.** The Motor Ship, November, 1951, S. 312/313. First B. & W. Turbocharged Engine Installation in the 17000-ton Tanker «Dorthe Maersk». The Motor Ship, November, 1952, S. 298.
- 11.24. **Andersen C.** Development of K-GF Series Engines. Schiff und Hafen (1974) S. 205/211; s. a. MTZ 34 (1973), S. 194/195.
- 11.25. **Ciliberto G.** The new Fiat 1060 S engine — its design and development. The Motor Ship, A Special Survey Engines and Production Facilities of Grandi Motori Trieste, December, 1971, S. 73/82; s. a. MTZ 35 (1974), S. 300/302.
- 11.26. **Held G., Bozung H.-G.** Zweitaktmotoren mit Umkehrspülung. M. A. N.—Forschungsheft, Nr. 15 (1970/71), S. 5/28. Scobel H. The KSZ engine range — a way to periodically maintenance free operation. A Special Survey of The Motor Ship, November, 1970, S. 13/22.
- 11.27. **Simpler** air charging system adopted for M. A. N. KSZ low speed engines. The Motor Ship, November, 1973, S. 387/389; s. a. MTZ. 34 (1973), S. 389.
- 11.28. **Wolf G.** Konstruktion und Entwicklung der neuen Sulzer—RND—Motoren, MTZ 31 (1970), S. 449/457.
- 11.29. **Balint I.** Verschiedene Aufladesysteme für Zweitaktmotoren, MTZ 17 (1956), S. 393/394.
- 11.30. **Zinner K.** Untersuchungen an einem M. A. N.—Zweitakt-Grossmotor mit Abgasturbo—Aufladung und Umkehrspülung.
- 11.31. **Löhner K.** Kolbentriebwerke für Flugzeuge, MTZ 14 (1953), S. 354/359.
- 11.32. **Wilkinson P. A.** Aircraft Engines of the World, 1955. Janes: All the World Aircraft, 1959/60.

11.33. **Sammons H. and Chatterton E.** Napier Nomad Diesel Engine. SAE—Transactions, Vol. 63 (1955), S. 101/115.

11.34. **Chatterton E.** Compound Diesel Engines for Aircraft. Journal of the Royal Aeronautical Society, Vol. 58, September 1954, S. 613/637; s. a. Current Nomad Compound Engines. The Oil Engine and Gas Turbine, May, 1954, S. 18/20.

11.35. **Eichelberg G.** Freikolben-Generatoren. Schweizerische Bauzeitung, 66 (1948), S. 661/667 und 673/679.

11.36. **Huber R.** Les Groupes Générateurs à Piston Libre — Turbine à Gas et leur Regulation. CIMAC-Kongress, 1951, Paris, S. 417/445.

11.37. **Goldbeck G.** Zur Entwicklungsgeschichte des Freikolben—Gaserzeugers, MTZ 21 (1960), S. 481/483.

11.38. 25000 kW-Freikolben-Kraftstation. MTZ 22 (1961), S. 207/209.

11.39. **Serienmässig aufgeladener Ottomotor im Porsche Turbo.** MTZ 36 (1975), H. 4, S. 123/124.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие к русскому изданию	5
Предисловие к немецкому изданию	6
Введение	7
1. Определение понятий и обзор различных способов наддува	11
2. Краткий обзор развития наддува	13
2.1. Двигатели с принудительным зажиганием	—
2.2. Дизели	17
2.3. Авиационные двигатели	20
2.4. Газотурбинный наддув	21
3. Основы конструирования компрессоров	28
3.1. Расчет мощности компрессора	—
3.2. Взаимосвязь между массовым расходом воздуха и мощностью двигателя	30
3.3. Взаимосвязь между количеством заряда в цилиндре и средним индикаторным давлением	33
3.4. Коэффициент наполнения четырехтактных двигателей с наддувом	37
3.5. Упрощенный расчет количества продувочного воздуха	42
3.6. Шаговый расчет процесса газообмена	44
4. Конструкция и характеристики компрессоров	50
4.1. Объемные компрессоры	51
4.2. Лопаточные компрессоры	54
5. Расходная характеристика двигателя	61
5.1. Двухтактный двигатель	—
5.2. Четырехтактный двигатель	63
6. Совместная работа компрессора и двигателя	65
6.1. Механический наддув	—
6.2. Газотурбинный наддув	68
6.2.1. Отличия в работе двигателя с турбонаддувом по сравнению с двигателем, имеющим механический наддув	—
6.2.2. Определение рабочей точки турбокомпрессора	70
6.2.3. Расчет эквивалентного сечения турбины	75
6.2.4. Расчет импульсного наддува	80
6.2.5. Номограмма для определения рабочей точки одноступенчатого турбокомпрессора	87
6.2.6. Замкнутый расчет равновесного состояния системы двигатель—турбокомпрессор	89
	261

7. Некоторые термодинамические вопросы, связанные с наддувом . . .	102
7.1. Температура конца расширения в цилиндре и средняя температура выпускных газов	—
7.2. Теоретическая возможность полного использования работы расширения газов от давления, соответствующего концу расширения в цилиндре, до противодействия за двигателем	105
7.2.1. Полное преобразование в кинетическую энергию при отсутствии противодействия на выпуске	—
7.2.2. Подпор до давления, соответствующего концу расширения в цилиндре, выталкивающим действием поршня	107
7.3. Мощность, затрачиваемая на привод компрессора	109
7.3.1. Выражение мощности компрессора через среднее давление, отнесенное к площади поршня двигателя	—
7.3.2. Различия в удельном расходе топлива двигателя при механическом и газотурбинном наддуве	110
7.4. Влияние охлаждения наддувочного воздуха	112
7.5. Турбонаддув как средство повышения к. п. д.	118
8. Особые проблемы турбонаддува	126
8.1. Влияние выпускного трубопровода	—
8.1.1. Вопросы группировки выпускных коллекторов при различных числах цилиндров и промежутках между вспышками	—
8.1.2. Преимущества и недостатки систем импульсного наддува и наддува при постоянном давлении газов перед турбиной	132
8.1.3. Разновидности импульсного наддува	135
8.2. Приемистость	138
8.3. Характеристика крутящего момента двигателей с турбокомпрессором	147
8.4. Специальные меры для улучшения приемистости и характеристики крутящего момента двигателей с турбонаддувом	151
8.5. Влияние высоты над уровнем моря	161
8.6. Влияние наддува на качество выпускных газов	169
8.6.1. Дизели	—
8.6.2. Двигатели с принудительным зажиганием	171
9. Разновидности систем наддува	172
9.1. Дозарядка	—
9.2. Разделение выпуска	175
9.3. Турбодетандерное охлаждение	176
9.3.1. Турбодетандерное охлаждение четырехтактных дизелей	—
9.3.2. Турбодетандерное охлаждение газовых двигателей	181
9.4. Способ Миллера	184
9.4.1. Применение системы Миллера на четырехтактных дизелях	187
9.4.2. Применение системы Миллера в газовых двигателях	189
9.5. Двухступенчатый наддув	192
9.6. Система наддува «Комплекс»	193
9.7. Система «Гипербар»	199

10. Особенности конструкции турбокомпрессоров	202
10.1. Ротор	—
10.1.1. Число ступеней	—
10.1.2. Конструкция колес	203
10.1.3. Материал и изготовление колес компрессоров	—
10.1.4. Материал и изготовление турбинных колес	206
10.2. Расположение подшипников	207
10.3. Конструкция подшипников и смазка	210
10.4. Уравновешивание осевых усилий	213
11. Примеры исполнения двигателей с наддувом	214
11.1. Автомобильные двигатели	—
11.1.1. Двигатели с принудительным зажиганием	—
11.1.2. Дизели	218
11.2. Высокооборотные дизели для привода судов и тепловозов . . .	225
11.3. Среднеоборотные судовые и стационарные дизели	230
11.4. Двухтактные малооборотные дизели	234
11.4.1. Особые проблемы наддува двухтактных дизелей	—
11.4.2. Типичные примеры исполнения схем наддува	236
11.5. Комбинированные двигатели и генераторы газа	244
Приложения	252
Список литературы	254

ИБ № 1400

Карл ЦИННЕР

**НАДУВ
ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО
СГОРАНИЯ**

22 рч 52 коп

Редакторы издательства: В. П. Васильева,
Р. Н. Михеева
Технический редактор Л. В. Щетинина
Корректор А. И. Лавриненко
Переплет художника С. С. Венедиктова

Сдано в набор 21.12.77.
Подписано в печать 20.03.78.
Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага типограф-
ская № 1. Литературная гарнитура.
Высокая печать. Усл. печ. л. 16,5.
Уч.-изд. л. 17,91. Тираж 1700 экз.
Зак. № 708. Цена 1 р. 50 к.

Ленинградское отделение издательства
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6
Союзполиграфпрома при Государственном
комитете Совета Министров СССР по делам
издательства, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

