

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
Высшего образования
«Владимирский государственный университет имени
Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
(ВлГУ)**

Институт инновационных технологий

Факультет Автотранспортный

Кафедра Тепловые двигатели и энергетические установки

А.А. Гаврилов

АГРЕГАТЫ НАДДУВА

Курс лекций

**по дисциплине «Агрегаты наддува» для студентов ВлГУ,
обучающихся по направлению 13.03.03 - Энергомашиностроение
(бакалаврат)**

Владимир – 2016 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение

1. Повышение литровой мощности поршневых двигателей	4
1.1 Способы повышения литровой мощности двигателя (лекция 1), 1 час.....	4.
1.2. Виды наддува. Основные понятия и параметры (лекция 2) 1 час	6
2. Без агрегатный. Инерционно-волновой наддув (лекция 3) 1 час	9.
3. Приводной (механический) наддув (лекции 4-6) 3 часа.....	14.
4. Наддув волновыми обменниками давления (лекция 7) 1 час.....	32.
5. Газотурбинный наддув (лекции 8-9) 2 часа	35.
6. Центробежные компрессоры (лекции 10-11) 2 часа	49.
7. Турбины агрегатов наддува (лекции 12-13) 2 часа	79
8. Совместная работа турбины, компрессора и поршневого двигателя (лекция 14) 1 час	95
9. Охлаждение воздуха после компрессора (лекция 15) 1 час	102
10. Регулирование наддува (лекции 16-17) 2 часа	108.
11. Перспективы наддува (лекция 18) 1 час	130
Список использованных источников	130

ВВЕДЕНИЕ

Получение знаний по наддуву поршневых двигателей является важным этапом в подготовке специалистов по направлению «Энергомашиностроение». В дисциплине «Агрегаты наддува» изучаются основы теории наддува, устройство и процессы, происходящие в агрегатах наддува различного типа: объёмных, лопастных, волновых обменниках давления. Значительное внимание уделено конструкции и расчету компрессоров и турбин в составе турбокомпрессора, с учетом специфических условий их работы совместно с поршневым двигателем. Рассмотрены методы регулирования наддува.

Курс базируется на знаниях, полученных студентами при изучении общеобразовательных, инженерных и специальных дисциплин: гидравлики, газодинамики, термодинамики, теоретической механики, детали машин, теория рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) и др.

Надув или процесс повышения плотности свежего заряда на впуске, т.е. перед поступлением его в цилиндры двигателя, является одним из наиболее эффективных путей улучшения показателей поршневых двигателей (мощности, экономичности, удельной массы, компактности и др.), а также снижения содержания в отработавших газах вредных веществ. На настоящее время налажено серийное производство турбокомпрессоров малой размерности, что позволяет применять турбонадув на двигателях с рабочим объемом до 0,5 дм³. Газотурбинный наддув начал всё больше применяться на двигателях с искровым зажиганием с распределённым или непосредственным впрыском бензина.

Совершенствование агрегатов наддува, систем охлаждения наддувочного воздуха и автоматического регулирования – является важным направлением повышения показателей двигателей с наддувом.

Лекционный курс составляет 18 часов. По дисциплине также предусмотрено 18 часов практических и 18 часов лабораторных занятий, курсовой проект и экзамен. Предполагается 54 часа на самостоятельное изучение курса.

В работе над конспектом принимали участие А.Ю. Абалыев, А.Н. Гоц, М.С. Игнатов, В.М. Лазарев. Автор благодарит Н.А. Шарапова, С.П. Сухова за помощь в оформлении иллюстраций.

1. ПОВЫШЕНИЕ ЛИТРОВОЙ МОЩНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Способы повышения литровой мощности двигателей

Форсированием двигателя обычно называют повышение его эффективной литровой мощности N_{ev} , кВт/л на номинальном режиме. Основные способы форсирования вытекают из уравнения:

$$N_{ev} = p_e n_e / (30 \tau_d), \quad (1.1)$$

где p_e – среднее индикаторное давление; n_d – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹; τ_d – тактность двигателя.

Из анализа выражения (1.1) следует, что литровая мощность N_{ev} может быть повышена в общем случае за счет:

- повышения удельной эффективной работы цикла, т.е. повышения среднего эффективного давления p_e ;
- увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя на номинальном режиме n_e , мин⁻¹;
- перехода с четырехтактного ($\tau_d = 4$) на двухтактный ($\tau_d = 2$) цикл.

Следует иметь в виду, что пропорционального изменения литровой мощности при изменении каждого из показателей, входящих в уравнение (1.1) не происходит, так как они взаимосвязаны. Например, на значение среднего эффективного давления оказывают влияние не только тактность, но и частота вращения коленчатого вала двигателя.

Осуществление двухтактного цикла при прочих равных параметрах позволяет увеличить литровую мощность в 1,5...1,7 раза по сравнению с четырехтактным циклом. Однако при переходе на двухтактный цикл возникает ряд проблем. Основными из них являются:

- ухудшение качества протекания процесса газообмена;
- повышение тепловых и механических нагрузок на детали двигателя;
- увеличение содержания вредных веществ в отработавших газах.

Вследствие сложности решения этих проблем на автомобильном транспорте и тракторах двухтактные двигатели применяются редко.

Повышение частоты вращения коленчатого вала на номинальном режиме является сравнительно простым способом увеличения литровой мощности, так как позволяют сохранить массовые и габаритные показатели двигателя.

Главными факторами, ограничивающими предел форсирования двигателей этим способом, являются:

- заметное увеличение затрат мощности на преодоление трения;
- сокращение времени протекания цикла, что приводит к некоторому ухудшению качества процессов газообмена, смесеобразования и сгорания.

Применение электронных систем управления процессами газообмена и смесеобразования в сочетании с другими достижениями новых технологий позволили к настоящему времени надежно обеспечить частоты вращения на номинальном режиме бензиновых двигателей до $7800 \dots 8000 \text{ мин}^{-1}$, а дизелей до $4500 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$.

Пути повышения среднего эффективного давления p_e (отношение эффективной работы на валу двигателя к единице рабочего объема двигателя) вытекают из анализа уравнения

$$p_e = \frac{H_u}{L_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_i \eta_v \rho_{sk} = \frac{1}{R_u} \frac{H_u}{L_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_i \eta_v \frac{p_s}{T_s}, \quad (1.2)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива; α – коэффициент избытка воздуха; L_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания топлива, кмоль возд./кг топл.; η_i – индикаторный КПД; η_v – коэффициент наполнения; η_m – механический КПД; ρ_{sk} – средняя за цикл плотность воздуха перед впускными органами (во впускном ресивере объемом V_s); p_s, T_s – давление и температура воздуха на впуске; R_u – универсальная газовая постоянная, кДж/(кмоль К).

Из уравнения (1.2) следует, что наибольшее влияние на повышение удельной работы p_e оказывает плотность воздуха ρ_{sk} . Принудительное увеличение плотности воздуха вне цилиндра обеспечивает его большее массовое наполнение. Это позволяет сжигать большее количество топлива и получать соответствующий прирост удельной работы и мощности. При этом необходимо учитывать, что повышение массы воздуха, поступившей в цилиндр, происходит не только из-за роста плотности ρ_{sk} , но и качества наполнения, характеризуемого коэффициентом наполнения η_v . Это объясняется уменьшением относительных потерь давления во впускных органах. В итоге, повышение массы воздуха, поступившей в цилиндр, зависит от увеличения произведения $\eta_v \rho_{sk}$.

При газотурбинном наддуве относительные затраты работы на насосные ходы снижаются и, следовательно, увеличивается механический КПД η_m , а при механическом наддуве он уменьшается, так как возрастают затраты мощности на привод вспомогательных агрегатов (на величину необходимую для привода нагнетателя).

Кроме того, для снижения теплонапряженности деталей и обеспечения полноты сгорания топлива в двигателях с наддувом коэффициент избытка воздуха имеет более высокие значения, чем у двигателей без наддува. Изменяется также протекание процессов смесеобразования и сгорания, что отражается на значении индикаторного КПД η_i .

Таким образом конечный эффект от наддува, согласно уравнения (1.2), зависит от суммарного изменения параметров $\rho_{sk}, \eta_v, \alpha, \eta_i, \eta_m$.

Средняя величина плотности воздуха во впускном ресивере (на впуске) ρ_{sk} зависит от давления наддува (на выходе из нагнетателя) p_k , температуры T_k , расходов через клапаны и компрессор G_s, G_k в течение цикла, а также, как будет показано далее, от объема ресивера, количества подсоединённых к нему цилиндров и порядка их работы. Повышение температуры воздуха при наддуве является негативным фактором, приводящим не только к меньшему росту плотности ρ_k , но и к увеличению тепловой напряженности деталей цилиндрико-поршневой группы двигателя. Для снижения T_k применяют охлаждение воздуха после агрегата наддува в специальных теплообменниках – охладителях наддувочного воздуха (ОНВ).

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления p_k наддувочного воздуха:

- при низком наддуве – $1,5 p_0$;
- при среднем давлении – $(1,5 \dots 2,3) p_0$;
- при высоком наддуве – $(2,2 \dots 2,5) p_0$.

Степень повышения мощности при наддуве можно оценить по так называемой степени наддува π_e

$$\pi_e = p_{ek}/p_e = N_{ek}/N_e,$$

где p_e, N_e – среднее эффективное давление и мощность двигателя без наддува; p_{ek}, N_{ek} – те же показатели двигателя с наддувом.

В настоящее время значения степени наддува находятся в диапазоне $\lambda_b = 1,5 \dots 2,0$ и выше.

1.2. Виды наддува. В зависимости от способа, используемого для повышения плотности свежего заряда на впуске, различают следующие виды наддува:

а). Без агрегатный (газодинамический):

- скоростной и инерционно- волновой).

б). Агрегатный:

- механический (приводной);
- с помощью волнового обменника давления (система «Comprex»);
- газотурбинный (турбонаддув);
- комбинированный.

Для понимания сущности наддува широко используется анализ термодинамических циклов. Под идеальным термодинамическим циклом двигателя понимается цикл, в котором подвод и отвод теплоты к рабочему телу (идеальный газ с постоянной теплоемкостью) осуществляется по изохоре и изобаре, сжатие и расширение по адиабатам. Эти циклы в определенной мере могут быть использованы при исследовании действительных циклов.

1.3. Краткий исторический обзор развития наддува поршневых двигателей

Идея повышения плотности свежего заряда на впуске с помощью специальных устройств появилась сразу же после создания работоспособных моделей двигателей с предварительным сжатием заряда в цилиндре.

Первые попытки применения наддува на поршневых двигателях были неудачными. Так в 1885 году Готлиб Даймлер (*Gottlieb Daimier*, 1834-1900) получил патент на двигатель с наддувом, работающем на газе. Однако показатели его оказались ниже, чем у двигателей без наддува. В 1896 г. на заводах МАН (Германия) под руководством Рудольфа Дизеля (*Rudolf Diesel*, 1858-1913) были изготовлены опытные образцы двигателей с наддувом. Однако повышение их мощности также сопровождалось заметным снижением экономичности. Причина этого заключалась в низких показателях агрегатов наддува, повышения которых не обеспечивали существующие тогда технологии их изготовления.

Базовым образцом роторно-лопастных нагнетателей для механического наддува стал шиберный нагнетатель, запатентованный в 1911 году Арнольдом Цоллером в Швейцарии (*Zoller*–нагнетатель).

Схема использования турбины и компрессора, закрепленных на коленчатом валу, для наддува двигателя с принудительным воспламенением была запатентована 13.11.1905 г. швейцарским инженером Альфредом Бюхи (*Alfred J. Buchi*). В 1915 г. им же запатентована схема турбонаддува с газовой связью, а затем предложено охлаждение наддувно-

го воздуха. В 1911 г. выдан патент на применение турбокомпрессора (ТК) на стационарном дизеле французскому инженеру Рено. В 1917 г. француз А. Рато, а в 1918 г. американец С.А. Мосс применили турбонаддув на авиационном поршневом двигателе с принудительным воспламенением от искры.

Серийное производство турбокомпрессоров начато фирмой *Brown Boveri* в 1923 г. Широкое внедрение наддува на судовых дизелях началось в 1925 году.

Определяющую роль в развитии применения наддува на автомобильных и тракторных двигателях сыграл опыт его использования на двигателях спортивных машин. На карбюраторных двигателях наддув начал применяться примерно с 1940 года на автомобилях спортивного типа (фирмы Мерседес-Бенц, Люзенберг, Грехем, Обери, Мазерати и др.). На двигатели устанавливали приводные нагнетатели типа Рутс, а впоследствии центробежные компрессоры со сложной системой привода (большая разница в частотах вращения валов двигателя и компрессора).

В 1938 г. инженер *Arbon* построил быстроходный дизель с турбонаддувом для грузового автомобиля. Начало серийного производства автомобильных дизелей с турбонаддувом относят к 1954 году.

Пионерами среди легковых автомобилей, оснащённых двигателем с турбонаддувом, были *Chevrolet Corvair Monza* и *Oldsmobile Jetfire*, вышедшими на американский рынок в 1962 – 1963 годах. На них же сразу проявились основные недостатки турбонаддува в условиях эксплуатации. Главный из них – «турбояма». Первый серийный легковой автомобиль с дизелем, имеющим турбокомпрессор, и свободный от указанного недостатка выпущен фирмой *Mersedes-Benz* в 1978 г.

Успехи, достигнутые при турбонаддуве тихоходных дизелей относительно большой мощности, в частности, судовых, тепловозных и т.п., повышение качества применяемых материалов, развитие производства малоразмерных турбокомпрессоров, позволило перейти к наддуву автомобильных и тракторных дизелей. Уже в начале 60-х годов в США свыше одной трети автомобильных дизелей выпускалось с наддувом в основном для мощностей больших 180 кВт. Рост давления наддува обеспечил повышение среднего эффективного давления до 1,2 МПа, что соответствует примерно 100% повышению мощности по сравнению с безнаддувным вариантом. К настоящему времени турбонаддув получил наибольшее применение на двигателях автомобильных мощностью свыше 80 кВт, а тракторных – 55 кВт.

На бензиновых карбюраторных двигателях внедрение турбонаддува встретило значительные сложности, связанные с детонацией, количественным регулированием мощности, повышением шумности, снижением приемистости и другими проблемами. С переводом этих двигателей на впрыскивающую топливную аппаратуру интерес к турбонаддуву значительно возрос.

В отечественном двигателестроении под руководством А.А. Бессонова в 1926 г. был построен авиационный двигатель жидкостного охлаждения с центробежным нагнетателем $V-12$ ($N_e = 610$ л.с., $n = 2250$ мин⁻¹, V -образный, 12-ти цилиндровый).

В 1938 г. на двигателе АМ-34 применен газотурбинный наддув (первая ступень) совместно с центробежным нагнетателем (вторая ступень). Он был предложен проф. В.И. Дмитриевским. В это же время д.т.н. А.Д. Чаромским был спроектирован авиационный двигатель с газотурбинным наддувом.

Начало производства отечественных тепловозных двигателей с турбонаддувом относят к 1932 – 1935 г.г.

В настоящее время наддув как механический, так и газотурбинный, являются перспективным средством повышения эффективных и особенно экологических показателей двигателей (автомобильных, тракторных и другого назначения).

2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ НАДДУВ

К газодинамическому наддуву относят способы повышения плотности заряда на впуске за счёт использования:

- кинетической энергии воздуха, движущегося относительно приемного устройства, в котором она при торможении потока преобразуется в потенциальную энергию давления – **скоростной наддув**;
- волновых процессов во впускных трубопроводах – **Инерционный или динамический наддув**.

В термодинамическом цикле двигателя без наддува начало процесса сжатия происходит при давлении p_0 , (равному атмосферному). В термодинамическом цикле поршневого двигателя с газодинамическим наддувом начало процесса сжатия происходит при давлении p_k , вследствие повышения давления рабочего тела вне цилиндра от p_0 до p_k . Это связано с преобразованием кинетической энергии и энергии волновых процессов вне цилиндра в потенциальную энергию давления.

Одним из источников энергии для повышения давления в начале сжатия может быть энергия набегающего потока воздуха, что имеет место при движении самолета, автомобиля и др. средств. Соответственно наддув в этих случаях называют скоростным.

Скоростной наддув основан на аэродинамических закономерностях преобразования скоростного напора потока воздуха в статическое давление. Конструктивно он реализуется в виде диффузорного воздухозаборного патрубка, направленного навстречу потоку воздуха при движении транспортного средства. Теоретически повышение давления $\Delta p_k = p_k - p_0$ зависит от скорости c_n и плотности ρ_0 набегающего (двигающегося) потока воздуха

$$\Delta p_k = \rho_0 \frac{c_i^2}{2}, \quad (2.1)$$

Скоростной наддув находит применение в основном на самолетах с поршневыми двигателями и спортивных автомобилях, где скорости движения больше 200 км/ч (56 м/с).

Следующие разновидности газодинамического наддува двигателей основаны на использовании инерционных и волновых процессов во впускной системе двигателя.

Инерционный или динамический наддув имеет место при относительно большой скорости движения свежего заряда в трубопроводе $c_{тр}$. В этом случае уравнение (2.1) принимает вид

$$\Delta p_k = \rho_0 (1 - \xi_{\delta}) \frac{c_{\delta\delta}^2}{2}, \quad (2.2)$$

где ξ_{δ} – коэффициент, учитывающий сопротивления движению газа по длине и местные.

Реальная скорость $c_{тр}$ потока газа во впускных трубопроводах, во избежание повышенных аэродинамических потерь и ухудшения наполнения цилиндров свежим зарядом, не должна превышать 30...50 м/с.

Периодичность процессов в цилиндрах поршневых двигателей является причиной колебательных динамических явлений в газоздушных трактах. Эти явления могут быть использованы для существенного улучшения основных показателей двигателей (литровой мощности и экономичности).

Инерционные процессы всегда сопровождаются волновыми процессами (колебаниями давления), возникающими в результате периодического открытия и закрытия впускных клапанов системы газообмена, а также возвратно-поступательного движения поршней.

На начальном этапе впуска во впускном патрубке перед клапаном создается разрежение, и соответствующая волна разрежения, достигая противоположного конца индиви-

дуального впускного трубопровода, отражается волной сжатия. Путем подбора длины и проходного сечения индивидуального трубопровода можно добиться прихода этой волны к цилиндру в наиболее благоприятный момент перед закрытием клапана, что позволит существенно увеличить коэффициент наполнения η_v , а следовательно, крутящий момент M_e двигателя.

На рис. 2.1. приведена схема настроенной впускной системы. Через впускной трубопровод, минуя дроссельную заслонку, воздух поступает в приемный ресивер, а из него – впускные трубопроводы настроенной длины к каждому из четырех цилиндров.

На практике это явление использовано в зарубежных двигателях (рис. 2.2), а также отечественных двигателях для легковых автомобилей с настроенными индивидуальными впускными трубопроводами (например, двигатели ЗМЗ), а также на дизеле 2Ч8,5/11 стационарного электрогенератора, имеющего один настроенный трубопровод на два цилиндра.

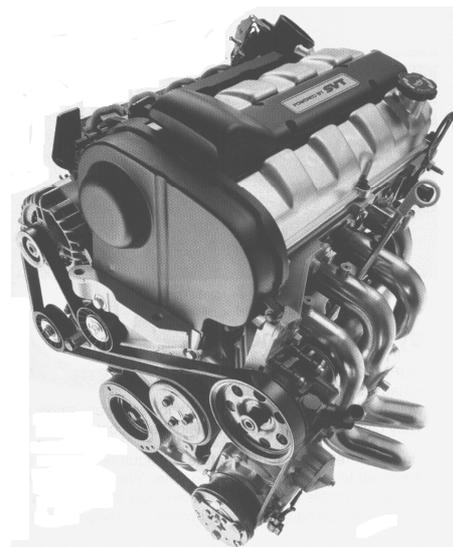
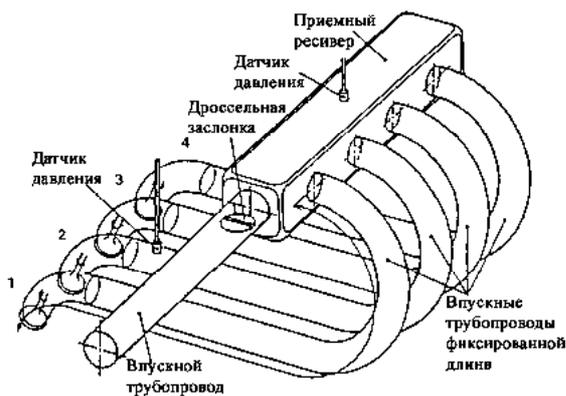


Рис. 2.1. Схема настроенной впускной системы поршневого двигателя

Рис.2.2. Четырехцилиндровый рядный двигатель автомобиля Форд (объем цилиндров $V_h = 1,6$ л, настроенные впускные трубопроводы фиксированной длины)

Наибольшая эффективность газодинамического наддува имеет место при длинных индивидуальных трубопроводах. Давление наддува зависит от согласования частоты вращения двигателя n , длины трубопровода $L_{тр}$ и угла запаздывания закрытия впускного клапана (органа) φ_a . Эти параметры связаны зависимостью

$$\varphi_a = \frac{12nL_{\delta\delta}}{a}, \quad (2.3)$$

где $a = \sqrt{kRT_k}$ – местная скорость звука; $k = 1,4$ – показатель адиабаты; $R = 0,287$ кДж/(кг·град.); T – средняя температура газа за период наддува.

Волновые и инерционные процессы могут обеспечивать заметное увеличение заряда в цилиндр при больших открытиях клапана или в виде повышения дозарядки в такте сжатия. Реализация эффективного газодинамического наддува возможна только для узкого диапазона частоты вращения двигателя. Сочетание фаз газораспределения и длины впускного трубопровода должно обеспечивать наибольший коэффициент наполнения. Такой подбор параметров называют **настройкой впускной системы**. Она позволяет увеличить мощность двигателя на 25...30%. Для сохранения эффективности газодинамического наддува в более широком диапазоне частот вращения коленчатого вала могут быть использованы различные способы, в частности:

- применение трубопровода с изменяемой длиной $l_{тр}$ (например, телескопического);
- переключение с короткого трубопровода на длинный;
- автоматическое регулирование фаз газораспределения и др.

Однако применение газодинамического наддува для форсирования двигателя связано с определенными проблемами. Во-первых, не всегда имеется возможность рационально скомпоновать достаточно протяженные настроенные впускные трубопроводы. Особенно это трудно сделать для низкооборотных двигателей, поскольку с уменьшением частоты вращения длина настроенных трубопроводов увеличивается. Во-вторых, фиксированная геометрия трубопроводов дает динамическую настройку лишь в некотором, вполне определенном диапазоне скоростного режима работы.

Для обеспечения эффекта в широком диапазоне применяют плавную или ступенчатую регулировку длины настроенного тракта при переходе с одного скоростного режима на другой. Ступенчатое регулирование с помощью специальных клапанов или поворотных заслонок считается более надежным и успешно применяется в автомобильных двигателях многих зарубежных фирм. Чаще всего используют регулирование с переключением на две настроенные длины трубопровода (рис. 2.3).

В положении закрытой заслонки соответствующему режиму до 4000 мин^{-1} , подача воздуха из впускного ресивера системы осуществляется по длинному пути (см. рис. 2.3). В результате (по сравнению с базовым вариантом двигателя без газодинамического наддува) улучшается протекание кривой крутящего момента по внешней скоростной характеристике (на некоторых частотах от 2500 до 3500 мин^{-1} крутящий момент возрастает в среднем на $10...12 \%$). С повышением частоты вращения $n > 4000 \text{ мин}^{-1}$ подача переключается на короткий путь и это позволяет увеличить мощность N_e на номинальном режиме на 10% .

Существуют и более сложные всережимные системы. Например, конструкции с трубопроводами, охватывающими цилиндрический ресивер с поворотным барабаном, имеющим окна для сообщения с трубопроводами (рис. 2.4). При повороте цилиндрического ресивера 1 против хода часовой стрелки длина трубопровода увеличивается и наоборот, при повороте по часовой стрелке – уменьшается. Однако реализация этих способов значительно усложняет конструкцию двигателя и снижает его надежность.

В многоцилиндровых двигателях с обычными трубопроводами эффективность **газодинамического** наддува снижается, что обусловлено взаимным влиянием процессов впуска в различные цилиндры. На автомобильных двигателях впускные системы «настраивают» обычно на режим максимального крутящего момента для повышения его запаса.

Эффект газодинамического наддува можно также получить соответствующей «настройкой» выпускной системы. Этот способ находит применение на двухтактных двигателях.

Для определения длины $L_{\text{тр}}$ и внутреннего диаметра d (или проходного сечения) настраиваемого трубопровода необходимо проводить расчеты с использованием численных методов газовой динамики, описывающих нестационарное течение, совместно с расчетом рабочего процесса в цилиндре. Критерием при этом является прирост мощности,

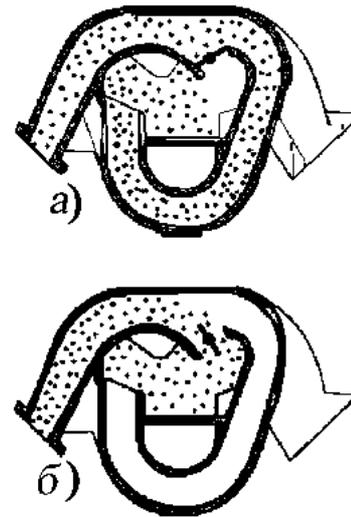


Рис.2.3. Система ступенчатого регулирования длины настроенного тракта V-образного шестицилиндрового двигателя: а – при низкой частоте вращения; б – при высокой частоте

крутящего момента или снижение удельного расхода топлива. Эти расчеты весьма сложны. Более простые методы определения $L_{тр}$ и d основаны на результатах экспериментальных исследований.

В результате обработки большого числа экспериментальных данных для выбора внутреннего диаметра d настраиваемого трубопровода предлагается следующая зависимость:

$$d = 1,8\sqrt{(\mu F_{ш})_{\max}}, \quad (2.4)$$

где $(\mu F_{ш})_{\max}$ – наибольшее значение эффективной площади проходного сечения щели впускного клапана. Длина $L_{тр}$ настраиваемого трубопровода может быть определена по формуле:

$$L_{\text{од}} \approx \frac{a}{2n_d \sqrt{16 + 0,05(D/d)^4}}. \quad (2.5)$$

Заметим, что применение разветвленных настроенных систем типа общая труба – ресивер - индивидуальные трубы оказалось весьма эффективным в сочетании с турбонаддувом.

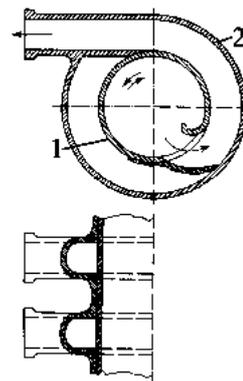


Рис. 2.4. Схема трубопроводов, охватывающих цилиндрический ресивер с поворотным барабаном при плавном регулировании длины настроенных индивидуальных трубопроводов: 1 – цилиндрический ресивер; 2 – впускной трубопровод

3. ПРИВОДНОЙ (МЕХАНИЧЕСКИЙ) НАДДУВ

3.1. Агрегаты для механического наддува

При механическом наддуве мощность, необходимая для привода агрегата наддува отбирается от коленчатого вала двигателя.

Повышение плотности заряда при наддуве позволяет увеличить количество подведенной теплоты q_1 (сжигается больше топлива). Максимальное давление цикла p_z возрастает. Продолжительность подвода теплоты при $p = \text{const}$ увеличивается. Вследствие этого работа цикла возрастает на величину, превышающую затраты работы на привод нагнетателя, поэтому мощность двигателя с наддувом будет больше, чем без наддува. Значение термодинамического КПД η_{tkm} с повышением π_k уменьшается, так как возрастает теплота q_k , эквивалентная работе, затраченной на сжатие рабочего тела в нагнетателе. Поэтому экономичность двигателей с механическим наддувом будет ниже. Уровень снижения эко-

номичности зависит от количества подведенной q_1 и отведенной q_2 за цикл теплоты, а также затрат работы на привод нагнетателя.

В качестве агрегата наддува могут использоваться как объемные нагнетатели, так и лопаточные компрессоры.

В зависимости от способа повышения плотности свежего заряда перед поступлением его в цилиндры двигателя приводные агрегаты наддува можно разделить на две группы: с внешним (нагнетатели) и внутренним (компрессоры) сжатием. В нагнетателях повышение плотности заряда происходит на выходе из рабочих полостей, т.е. во впускном ресивере. Всасывание и выталкивание воздуха из агрегата наддува происходит при изменении объема этих полостей (объемные нагнетатели). Среди них наиболее эффективными и доведенными до серийного производства оказались:

- роторно-лопастные (нагнетатели Рутс, нагнетатели Ванкеля и др.);
- винтовые (*Lysholm*-нагнетатель);
- спиральные (*G*-нагнетатель).

В компрессорах для внутреннего сжатия заряда используются лопаточные машины, в которых заряду сообщается кинетическая энергия, преобразуемая затем в потенциальную энергию давления. Для механического наддува применяют только центробежные компрессоры.

3.2. Объемные нагнетатели

3.2.1. Роторно-лопастные. Нагнетатели Рутс

Нагнетатели Рутс характеризуются простотой конструкции, достаточно большим сроком службы и уравновешенностью. Наибольшее распространение получили нагнетатели с двумя одинаковыми роторами. Принцип действия рассмотрим на примере роторно-лопастного нагнетателя с двухлопастными роторами (рис. 3.1).

В неподвижном корпусе 1 равномерно вращаются в противоположных направлениях роторы 2 и 4. Функции органов распределения выполняют роторы, сообщая при вращении полости с впускным 3 и выпускным 5 окнами в корпусе нагнетателя. При работе нагнетателя выемки ротора 4 и стенка корпуса образуют изолированную полость А, а у ротора 2 полость Б (см. положение III).

В положении I полость Н, соединенная через выпускное окно 5 с впускным ресивером двигателя, заполнена воздухом с давлением наддува p_k . В полости А воздух с давле-

нием p_0 перемещается в сторону нагнетания. Общий объем полости Б и В соединяется через впускное окно нагнетателя с атмосферой.

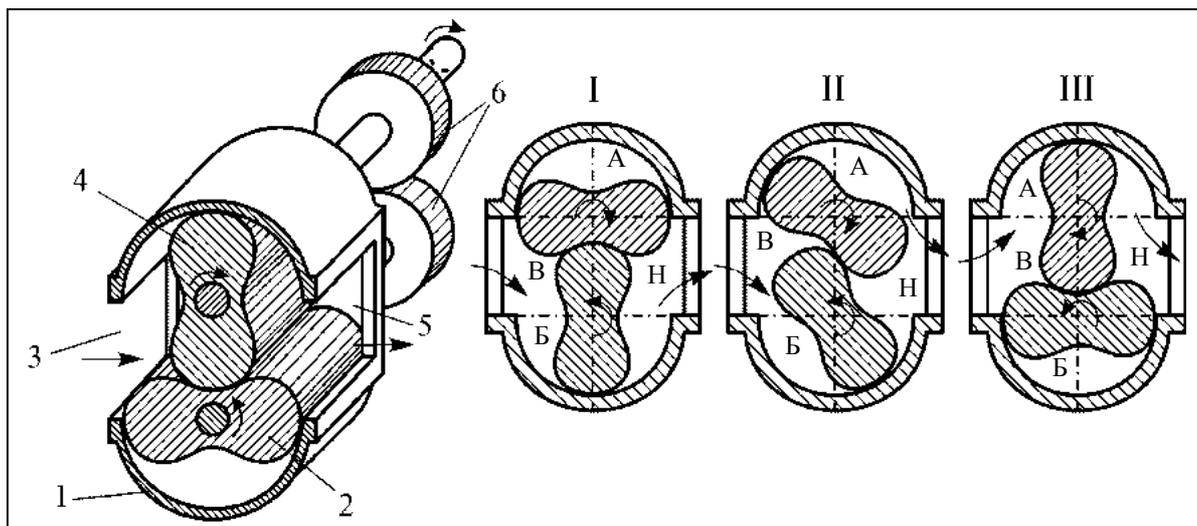


Рис. 3.1. Схема нагнетателя Рутс

При переходе в положение II объем полости Н уменьшается и воздух вытесняется во впускной ресивер двигателя. Одновременно полость А, соединившись с полостью Н и выпускным окном 5, заполняется воздухом со стороны нагнетания. Это происходит до выравнивания давлений в полостях А и Н. Такое перетекание воздуха является отрицательным фактором в работе нагнетателя, так как снижается его производительность и КПД. С левой стороны объем полости Б увеличивается и она через впускное окно 3 заполняется воздухом из атмосферы.

В положении III в сторону нагнетания перемещается воздух в полости Б. Выемка А с другой стороны ротора 4, объединенная с полостью В, заполняется воздухом со стороны впуска в нагнетатель. В дальнейшем процесс нагнетания воздуха происходит подобно переходу из положения I в положение II. При вращении роторы не касаются корпуса и друг друга, что обеспечивается подшипниками, установленными в торцах корпуса, и синхронизирующей зубчатой передачей 6.

В процессе перемещения воздуха от впускного окна к выпускному, он в рабочей полости не сжимается, т.е. отсутствует так называемое внутреннее сжатие. Поэтому роторно-лопастные нагнетатели Рутс часто называют нагнетателями с внешним сжатием. Вследствие этого нагнетатели такого типа работают достаточно эффективно лишь при умеренном давлении наддува p_k . Величина наддува в этих нагнетателях зависит от соотношения производительности ($\text{м}^3/\text{с}$) нагнетателя V_k и объемного расхода воздуха через двигатель V_e . Обычно $V_k > V_e$. Чем больше эта разность, тем выше степень повышения

давления при наддуве π_k , обеспечиваемая нагнетателем. Такая особенность нагнетателя Рутс является особенно предпочтительной для наддува двигателей с количественным регулированием.

Период пульсаций давления в полости нагнетания при двухлопастных роторах соответствует 90° угла поворота ротора. Для уменьшения периода и амплитуд пульсаций давления p_k применяют трехлопастные (реже четырехлопастные) роторы. Кроме того для улучшения равномерности подачи воздуха и уменьшения шума роторы изготавливают спиральными по длине. Роторы обычно пустотелые, материал – алюминиевый сплав. Минимальное перетекание воздуха между полостями обеспечивается точной обработкой профилей поверхности ротора по эпициклоиде. Радиальные зазоры между корпусом и роторами, необходимые для компенсации термических и механических деформаций, обычно составляют не более 0,003 межцентрового расстояния между роторами. Величина торцевых зазоров зависит от длины ротора.

На рис. 3.2 в качестве примера приведена характеристика нагнетателя Рутс фирмы Eaton (США). На ней приведены кривые зависимости частоты вращения ротора нагнетателя n_k и коэффициента полезного действия η_k от объемного расхода воздуха V_k и степени повышения давления при наддуве π_k . Дополнительно на характеристику нанесены кривые изменения мощности N_k , затрачиваемой на привод нагнетателя, и роста приращения температуры воздуха ΔT_k .

Главной особенностью характеристики нагнетателя Рутс является отсутствие зон неустойчивой работы (помпажа) при любых режимах его работы в составе поршневого двигателя. Относительно крутой характер протекания кривой $n_k = f(V_k, \pi_k)$ свидетельствует о возможности получения достаточно высоких значений π_k в области малых V_k , т.е. при работе двигателя на частичных и переходных режимах. Это несомненное преимущество нагнетателей с внешним сжатием, особенно в составе с двигателем с количественным регулированием мощности.

При $n_k = \text{const}$ с увеличением π_k расход G_k снижается вследствие роста перетекания воздуха между полостями через зазоры в нагнетателе. Наличие значительных перетеканий воздуха и конструктивных особенностей привода заметно снижает КПД нагнетателей Рутс. На характеристике (рис. 3.3) максимальное значение его равно $\eta_{k \max} = 0,62$.

Смазка подшипников и синхронизирующих шестерен осуществляется маслом, подаваемым из двигателя.

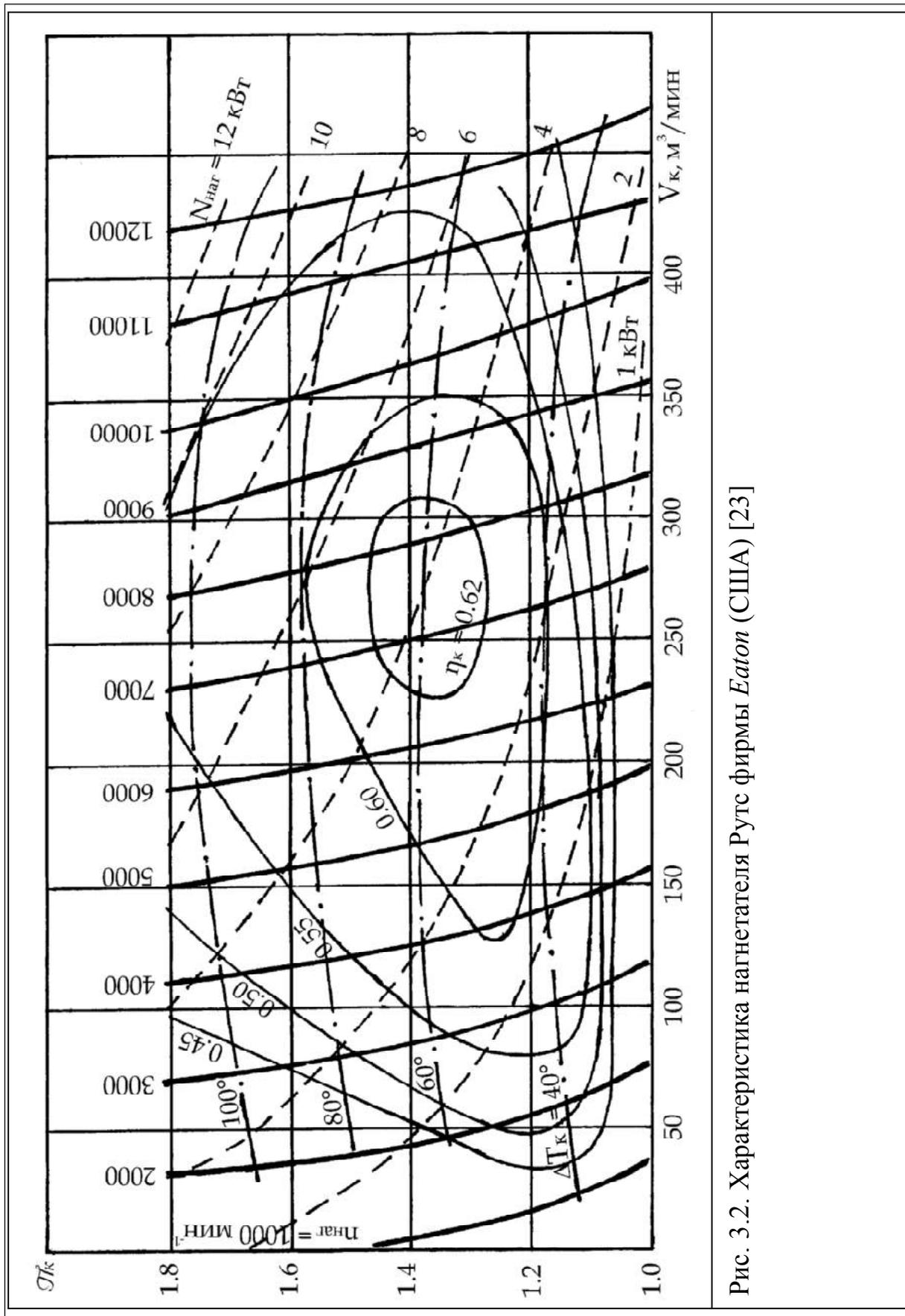


Рис. 3.2. Характеристика нагнетателя Рутс фирмы Eaton (США) [23]

Мощность, затрачиваемая на привод нагнетателя, может достигать до 20% от эффективной мощности двигателя. Отношение частот вращения роторов нагнетателя n_k и вала двигателя обычно принимается $n_k / n_e = 2...4$.

3.2.2. Нагнетатели Ванкеля. *Ro*-нагнетатель

Одним из представителей нагнетателей Ванкеля является *Ro*-нагнетатель фирмы *Kuehnle, Korr und Kausch* (ККК, Германия). Схема конструкции и принцип его работы показан на рис. 3.3 [23].

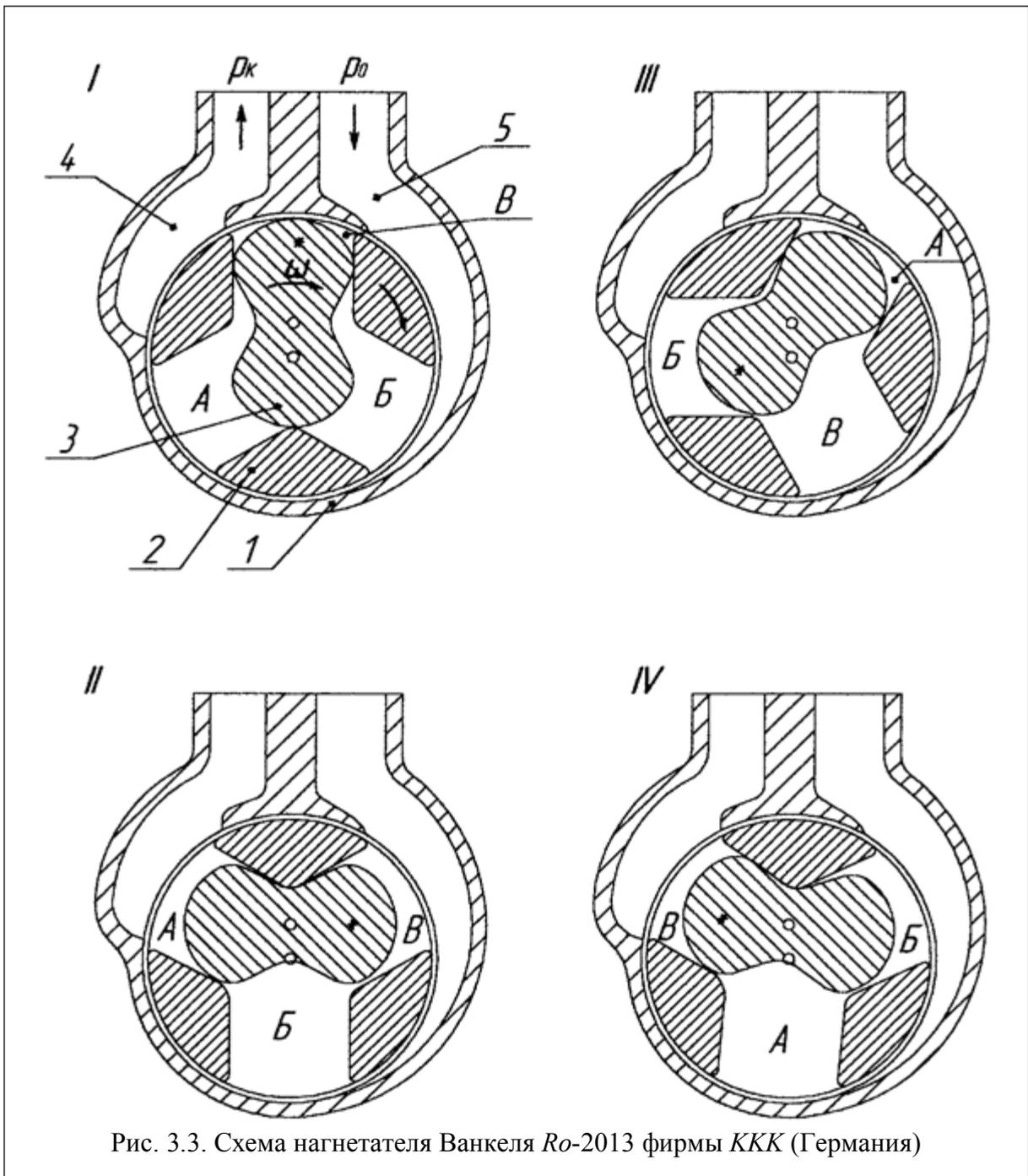


Рис. 3.3. Схема нагнетателя Ванкеля *Ro*-2013 фирмы ККК (Германия)

В корпусе 1 вращается внешний ротор 2 с цилиндрической наружной поверхностью. Внутри ротора 2 имеется три выемки с пазами. В выемки периодически входят лопасти внутреннего ротора 3. Роторы 2 и 3 вращаются в одном направлении. Ось ротора 3 эксцентрична относительно оси ротора 2. При вращении роторов выемки образуют три полости (объема) А, Б и В, последовательно соединяющиеся через пазы в наружной поверхности ротора 2 с каналами в корпусе: выпускным 4 и впускным 5.

В положении I выпускной канал перекрыт выступом внешнего ротора 2. Полость А переместилась к моменту начала вытеснения воздуха. Объем ее уменьшился, вследствие чего произошло некоторое внутреннее сжатие воздуха. Величина этого сжатия определяется относительным положением кромки выступа ротора 2 и выпускного канала 4. Объем полости Б увеличивается и происходит заполнение ее воздухом из канала 5. Объем полости В в этом положении минимальный. В ней закончилось вытеснение воздуха в выпускной канал 4 и ожидается начало заполнения из канала 5.

В положении II происходит вытеснение воздуха из полости А и заполнение полости В. Полость Б имеет максимальный объем, воздух в котором перемещается в сторону нагнетания.

В положении III воздух из впускного канала 5 поступает в полость А. Из полости Б, вследствие входа лопасти ротора в выемку, воздух выталкивается через выпускной канал 4 во впускную систему двигателя с давлением p_k . В полости В заканчивается заполнение ее воздухом из канала 5.

В положении IV объем полости А уменьшается. Происходит сжатие воздуха и перемещение его к выпускному каналу 4. Объем полости Б увеличивается и заполняется воздухом из канала 5. Из полости В воздух вытесняется в выпускной канал нагнетателя.

Следующее положение будет равнозначно положению I. Таким образом за один оборот роторов происходит три процесса подачи воздуха во впускную систему двигателя. Это соответствует отношению частот вращения внутреннего 3 и внешнего 2 роторов равному $3 / 2$.

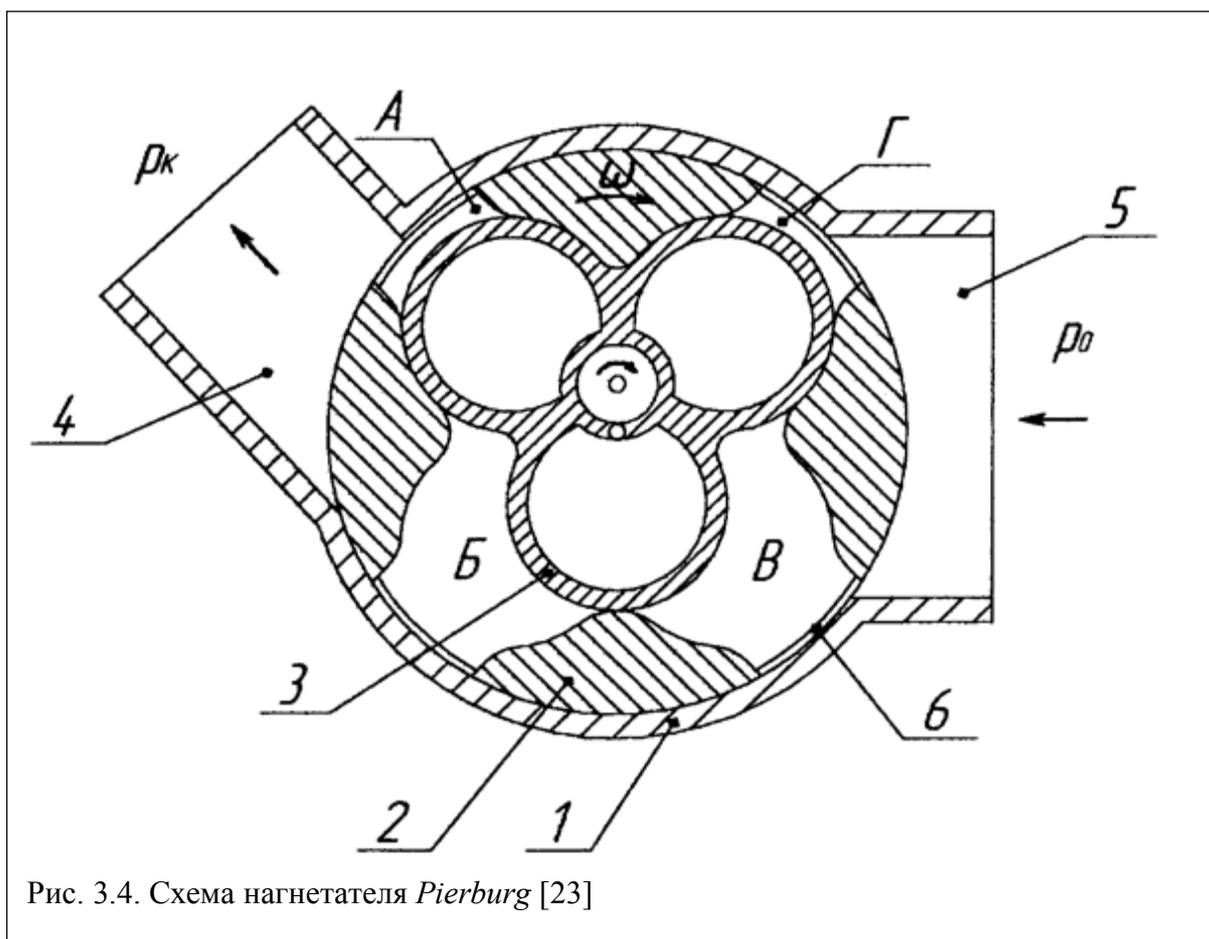
Конструкция *Ro*-нагнетателей фирмой *KKK* разрабатывалась для наддува малоразмерных двигателей, устанавливаемых на легковые автомобили. Вес нагнетателей нахо-

дится в пределах от 6 до 10 кг. Длина, в зависимости от производительности, от 200 до 300 мм.

Нагнетатель *Ro-2013* предназначен для наддува бензиновых двигателей с рабочим объемом 1,3 дм³ и дизелей – 1,6 дм³. По сравнению с нагнетателем Рутс данный нагнетатель рассчитан на меньший расход воздуха (примерно в 7,5 раза). Так как в нагнетателе *Ro-2013* присутствует внутреннее сжатие (степень сжатия до 1,13), то степень повышения давления воздуха достигает значения $\pi_k = 1,8$. Максимальный КПД увеличен до $\eta_{k \max} = 0,65$. Следует также отметить меньший подогрев воздуха при нагнетании ΔT_k (на 10 - 20°C). Характер изменения основных параметров на характеристиках у роторно-лопастных нагнетателей, несмотря на различную конструкцию, примерно одинаков.

Нагнетатель *Pierburg*

В нагнетателе фирмы *Pierburg* также реализован принцип Ванкеля (рис. 3.4).



В корпусе 1 вращается внутренний ротор 2, имеющий четыре выемки с окнами 6 для соединения с выпускным 4 и впускным 5 каналами. Внутренний ротор трохоидного профиля имеет три лопасти. Оба ротора вращаются в одну сторону в отношении три (внеш-

ний) к четырем (внутренний). Это обеспечивается синхронизирующей шестеренчатой передачей. Привод внешнего ротора 2 осуществляется от вала двигателя плоскоременной передачей. При работе нагнетателя между выемками внешнего ротора 2 и лопастями внутреннего ротора 3 образуются полости А, Б, В и Г. В каждой полости за один оборот ротора 3 происходит четыре такта:

- впуск, когда полость соединена через окно 6 с впускным каналом 5;
- максимальный объем полости;
- внутреннее сжатие, когда объем полости уменьшается вследствие входа в выемку лопасти внутреннего ротора 3;
- выталкивание, когда полость через окно 6 соединяется с выпускным каналом 4 на стороне нагнетания.

Нагнетатель *Pierburg*, предназначен для наддува с целью повышения мощности: бензинового двигателя от 90 до 210 кВт; дизеля от 60 до 150 кВт.

Достаточно высокие значения КПД имеют место при степени повышения давления воздуха $\pi_k = 1,5 \dots 1,6$. Максимальное значение КПД нагнетателя $\eta_{k \max} = 0,67$. Это достигнуто благодаря жестким допускам на изготовление роторов. Применение трохоидного профиля и уменьшение вредных объемов обеспечили снижение перетекания воздуха со стороны нагнетания в сторону впуска. При низких частотах вращения двигателя КПД нагнетателя заметно уменьшается, что, однако, можно замедлить применением регулируемого наддува.

Использование трехлопастного ротора увеличило его инерционность. Для уменьшения массы ротора пришлось изготавливать его полым с достаточно тонкими стенками. Фирмой *Pierburg* выпущены только экспериментальные образцы этих нагнетателей.

3.2.3. Винтовые нагнетатели

Эти нагнетатели часто называют нагнетателями Лейсхольма по фамилии шведского инженера *Lysholm*, запатентовавшего данный тип нагнетателя. Пример схемы винтового нагнетателя приведен на рис. 3.5. В корпусе 1 вращается ведущий ротор 2, имеющий четыре винтовых зуба с большим углом наклона спирали. Зубья входят в выемки ведомого ротора 5. Количество выемок шесть. При вращении зубья роторов не касаются друг друга, что обеспечивается синхронизирующими шестернями 3 и 4. Управление впуском и с помощью профилей зубьев, которые периодически открывают впускное 6 и выпускное 7 окна в корпусе нагнетателя.

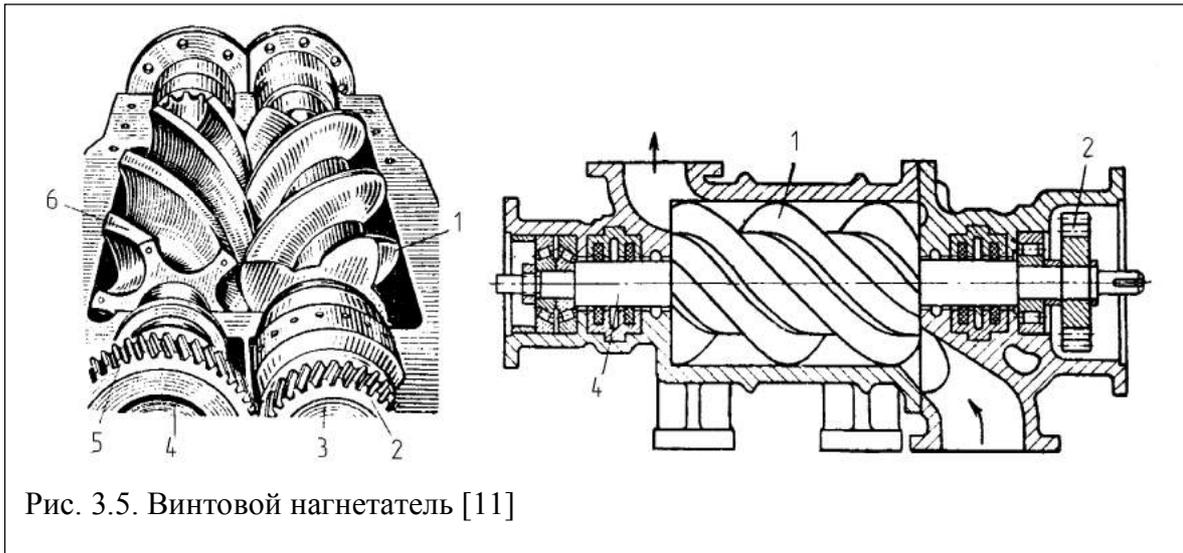


Рис. 3.5. Винтовой нагнетатель [11]

Рабочий цикл винтового нагнетателя можно разбить на четыре такта:

1. Всасывание. Через окно 6 в корпусе со стороны впуска воздух поступает в полость, образующиеся в результате выхода зуба ведущего ротора 2 из выемки ведомого ротора 5 при их вращении. Объем полости увеличивается до тех пор, пока у противоположного торца зуб не выйдет из выемки ротора 5.

2. Подача. Воздух в полости между роторами без изменения давления перемещается в сторону нагнетания. При этом сообщение полости между роторами с окном всасывания 6 прекращается и в выемку ведомого ротора начинает входить зуб ведущего ротора.

3. Сжатие. Зуб ведущего ротора, двигаясь по впадине ведомого ротора, сжимает воздух, находящийся в полости, ограниченной поверхностями роторов и стенками корпуса.

4. Нагнетание. После достижения полостью со сжатым воздухом стороны нагнетания, она соединяется с выпускным окном 7 и происходит подача воздуха во впускную систему двигателя. Затем цикл повторяется.

Профиль зубьев чаще выполняют ассиметричным, состоящим из эпициклоидальных кривых и дуг окружности.

Винтовые нагнетатели имеют большую частоту вращения: ведомый ротор до 12000 мин⁻¹, а в некоторых моделях даже до 40000 мин⁻¹. Это позволяет использовать для привода нагнетателя турбину, работающую от выпускных газов двигателя. Однако высокие частоты вращения роторов нагнетателя обуславливают определенные сложности обеспечения их надежности при пуске двигателя.

К преимуществам винтового нагнетателя относятся высокие надежность и долговечность, а также уравновешенность. Кроме того, в подаваемом воздухе отсутствуют примеси масла. Нагнетатели этого типа наиболее пригодны для совместной работы с

поршневым двигателем. Основным недостатком винтовых нагнетателей следует считать сложность формы роторов, изготовление которых требует специальной оснастки. Трудными задачами при производстве винтовых нагнетателей являются подбор профилей ведущего и ведомого роторов, оптимального количества зубьев и обеспечения минимальных зазоров. По сравнению с турбокомпрессорами этим нагнетателям присущи также относительно большие габариты и масса. Следует отметить, что работа винтового нагнетателя сопровождается шумом высокой частоты, вызываемым пульсациями давления на всасывании и нагнетании.

Впервые серийный выпуск винтовых нагнетателей начала швейцарская фирма *Sauer* в 50-х годах XX столетия. Однако наибольшую известность они получили в 1995 году, когда фирма *IHI* (Япония) оснастила им двигатель для легкового автомобиля *Mazda Xedos 9* (число цилиндров $6v$, рабочий объем $iV_h = 2,3 \text{ дм}^3$, мощность $N_e = 155 \text{ кВт}$).

Незначительные перетекания воздуха, вследствие жестких допусков на изготовление профилей винтовых роторов, высокая частота вращения n_k , обеспечивают повышенные значения КПД и возможность получения необходимой степени повышения давления наддува π_k на малых режимах работы двигателя. В данном нагнетателе максимальное значение КПД $\eta_{k \max} = 0,70$. Как и в других объемных нагнетателях в нем отсутствует зона неустойчивой работы (помпажа).

Аналогичный принцип действия и схема конструкции были реализованы шведской фирмой *Opeon Autorotor* при производстве нагнетателей для двигателей с рабочим объемом $2,5 \text{ дм}^3$ и мощностью от 132 до 292 кВт. Минимальный вес нагнетателей доведен до 3,8 кг. Винтовые нагнетатели выпускала также шотландская фирма *Fleming Thermodynamics Ltd*. Уменьшенные модели нагнетателей *Sprimtex* обеспечивали степень повышения давления воздуха $\pi_k = 1,8 \dots 2,0$ при наддуве двигателей с рабочим объемом $1,3 - 2,0 \text{ дм}^3$ (модель *Sprimtex S-82*) и $2,0 - 3,5 \text{ дм}^3$ (модель *Sprimtex S-102*).

3.2.4. Спиральные нагнетатели

Принцип действия спирального нагнетателя впервые предложил изобретатель Леон Креукс (*L. Creux*) в 1905 году в патенте на оригинальную паровую машину. В качестве агрегата наддува спиральный нагнетатель (*scroll type*) получил признание в 1986 году, когда фирма *Volkswagen* начала серийное производство *G*-нагнетателей (модели *G-40* и *G-60*, где число 60 – глубина спиральных канавок в мм). *G*-нагнетатель является одноосевым нагнетателем. Схема и принцип действия нагнетателя приведены на рис. 3.6.

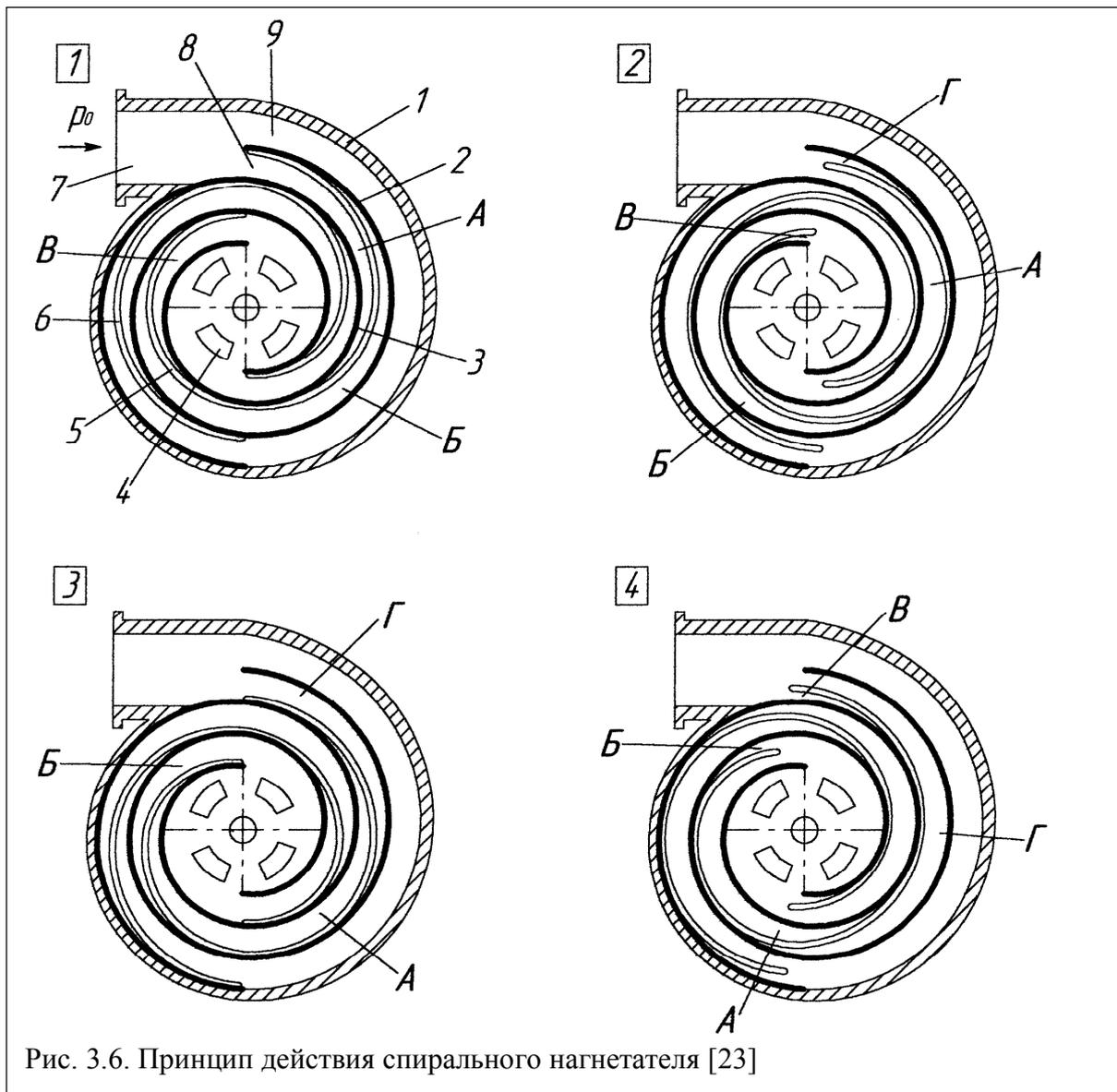


Рис. 3.6. Принцип действия спирального нагнетателя [23]

В одной половине нагнетателя - в неподвижном корпусе 1 имеется две спиральные стенки 2 и 3, образующие два спиральных канала 8 и 9 (в форме улитки). В корпусе 1 выполнены отверстия 4 для отвода нагнетаемого воздуха во впускную систему двигателя. Впуск воздуха в нагнетатель осуществляется через патрубок 7. В спиральных каналах размещаются пластины вытеснителя 5 и 6 спиральной формы. Вращение основного вала нагнетателя осуществляется с помощью ременной передачи от коленчатого вала двигателя. Синхронизация частот вращения основного вала и вала привода вытеснителя осуществляется с помощью зубчатой ременной передачи. Вытеснитель, смонтированный во второй половине корпуса нагнетателя, имеет цапфу, ось которой эксцентрична относительно оси вала привода вытеснителя. Благодаря этому каждая вытес-

няющая пластина, заключенная с обеих сторон в литые спиральные стенки, выполняет сложные поступательные и угловые перемещения. При этом любая точка на пластине совершает в спиральном канале вращение с радиусом, равным эксцентриситету привода цапфы (половине ширины канала). Вокруг собственной оси (оси основного вала) вытеснители не вращаются.

Рассмотрим цикл нагнетания воздуха по четырем характерным положениям вытеснительной пластины в спиральной канавке 8. При перемещении пластины 5 в канале 8 образуются полости: внутренние (между пластиной 5 и стенкой 3) и внешние (между пластиной 5 и стенкой 2).

В положении I во внутренней полости А происходит впуск воздуха из патрубка 7, из внутренней полости В воздух нагнетается в выпускные окна 4, а в замкнутой полости Б воздух перемещается в сторону нагнетания.

При переходе в положение II пластина 5 поворачивается по часовой стрелке и перемещается вправо. Вследствие увеличения объема полости А продолжается ее заполнение воздухом из патрубка 7. Заканчивается вытеснение воздуха из полости В. Полость Б разделилась на две части. В одну (полость Г) происходит впуск воздуха, а из второй, (оставшееся часть полости

Б), началось нагнетание воздуха через окна 4.

При переходе в положение III пластина 5 поворачивается против часовой стрелки и перемещается вниз. Объем полости Г увеличивается и происходит впуск в нее воздуха. Из полости Б воздух нагнетается через окна 4 во впускную систему двигателя. Полость А закрылась, объем ее максимальный и в ней воздух перемещается в сторону нагнетания. Из объема В воздух полностью удален в сторону нагнетания.

При переходе в положение IV пластина 5 поворачивается против часовой стрелки и перемещается вверх. В полости Б заканчивается нагнетание. Полость Г заполняется воздухом из патрубка 7. Объем полости А уменьшается, она сообщается со стороной нагнетания и воздух из нее вытесняется через окна 4. Вследствие отхода пластины 5 от стенки 3 образуется полость В, в которую происходит впуск воздуха. Затем пластина 5, поворачиваясь по часовой стрелке и перемещаясь вверх, переходит в начальное положение I.

Максимальное значение КПД достаточно высокое, $\eta_{k \max} = 0,68$. На оптимизированной модели нагнетателя достигнут даже КПД равный 0,759 и степень повышения давления воздуха $\pi_k = 2,0$. Изменение параметров на характеристике имеет вид присущий объемным механическим нагнетателям.

К преимуществам спиральных нагнетателей относятся:

- Малый момент перемещающихся масс, обусловленный внецентренным расположением вытеснителя. Благодаря этому он совершает поступательно-круговые движения с небольшим радиусом (например в нагнетателях G-40 и G-60 радиус равен 4,9 мм). Кроме того пластины изготовлены из легкого сплава магния.

- Высокое значение максимального КПД. Это объясняется небольшим радиусом кругового движения вытеснителя, вследствие чего относительная скорость составляет всего 5,1 м/с. В результате этого и применения специального смазочного состава потери на трение оказываются незначительными. Кроме того, длина уплотняющих поверхностей у спирального нагнетателя больше, чем у других механических нагнетателей, а имеющая место упругая деформация пластин и стенок вследствие изгиба и теплового расширения только увеличивает эту длину.

- Низкий уровень шума, вследствие плавного раскрытия полостей, образуемых пластинами и стенками нагнетателя.

- Возможность создания конструктивного ряда за счет изменения глубины спиральных каналов.

Однако эти нагнетатели имеют и существенные недостатки. Главным из них является высокая сложность изготовления спиральных каналов с минимальными допусками. Отклонения в качестве поверхности или контуре тонких спиральных стенок могут привести к значительному снижению КПД нагнетателя. Очень жесткие требования предъявляются к допускам на эксцентриситет и межцентровые расстояния. Наличие эксцентриситета в приводе вытеснительных пластин обуславливает появление центробежных сил, которые приводят к преждевременному усталостному износу подшипников. Кроме того, спиральные нагнетатели имеют габариты и массу заметно больше, чем соответствующие турбокомпрессоры.

Спиральные нагнетатели G-40 и G-60 фирма *Volkswagen* с 1986 по 1992 годы устанавливала на двигателях автомобилей моделей *Polo*, *Corrado*, *Golf* и *Passat*.

Значительные работы по совершенствованию спиральных нагнетателей проводит Швейцарский промышленный концерн *SIG*. Выпускаемая им модель «*Ecodyno*», предназначенная для наддува бензиновых двигателей с рабочим объемом $iV_h = 1,8 \dots 2,4 \text{ дм}^3$, не имеет внутреннего сжатия. Несмотря на это, максимальная степень повышения давления воздуха при наддуве равна $\pi_k = 2,0$. По сравнению с нагнетателем G-60 ширина канавок увеличена до 15 мм, а глубина их уменьшена на 10 мм. При меньших габаритах произво-

дительность увеличена на 40%. Это свидетельствует о перспективности применения спиральных нагнетателей для наддува двигателей с принудительным воспламенением.

3.3. Центробежные приводные компрессоры

Центробежные компрессоры позволяют получить степень повышения давления воздуха до $\pi_k = 3$ при коэффициенте полезного действия $\eta_k = 0,72$ и выше.

Основной трудностью при применении центробежных компрессоров для механического наддува является сложность их привода. Это обусловлено тем, что высокие КПД агрегата наддува достигаются при достаточно больших частотах вращения, значительно отличающихся от частоты вращения коленчатого вала. Так на двигателях с рабочим объемом до $2,0 - 2,5 \text{ дм}^3$ при частоте вращения коленчатого вала 3500 мин^{-1} частота вращения колеса компрессора должна достигать 80000 мин^{-1} .

Конструктивно компрессор может составлять неотъемлемую часть поршневого двигателя или выполнен в виде отдельного агрегата.

На рис. 3.8 приведен пример конструктивного оформления встроенного центробежного компрессора для наддува авиационного двигателя. Передача вращения от коленчатого вала к рабочему колесу 1 осуществляется двухступенчатой шестеренчатой передачей, в которую входят эластичная и фрикционная муфты. Ведущий вал 4 компрессора получает вращение от коленчатого вала двигателя. На валу 4 имеется фланец 5, соединенный с зубчатым эластичным колесом 7 пружинами 6. Колесо 7 находится в зацеплении с малым зубчатым колесом 8 фрикционной муфты. Она состоит из малого зубчатого колеса 8, обоймы 9, грузов 10 и наружного зубчатого колеса 11, от которого вращение передается к шестерне 2, закрепленной на валу 3 рабочего колеса. Фрикционная муфта предназначена для предохранения деталей привода компрессора от чрезмерной перегрузки при резком изменении частоты вращения двигателя и его пуске. Фрикционное сцепление рассчитывается на передачу заданного максимального крутящего момента. При превышении его происходит проскальзывание муфты. Уплотнение полости нагнетания воздуха обеспечивается втулками с кольцами 12. Такая конструкция привода обеспечивает хорошее согласование работы агрегата наддува и двигателя только в небольшом диапазоне режимов работы двигателя, обычно в пределах $(0,8 \dots 1,0) N_{e \max}$.

Возможность расширения диапазона режимов совместной эффективной работы компрессора и двигателя (от холостого хода до номинального режима) предоставляет кон-

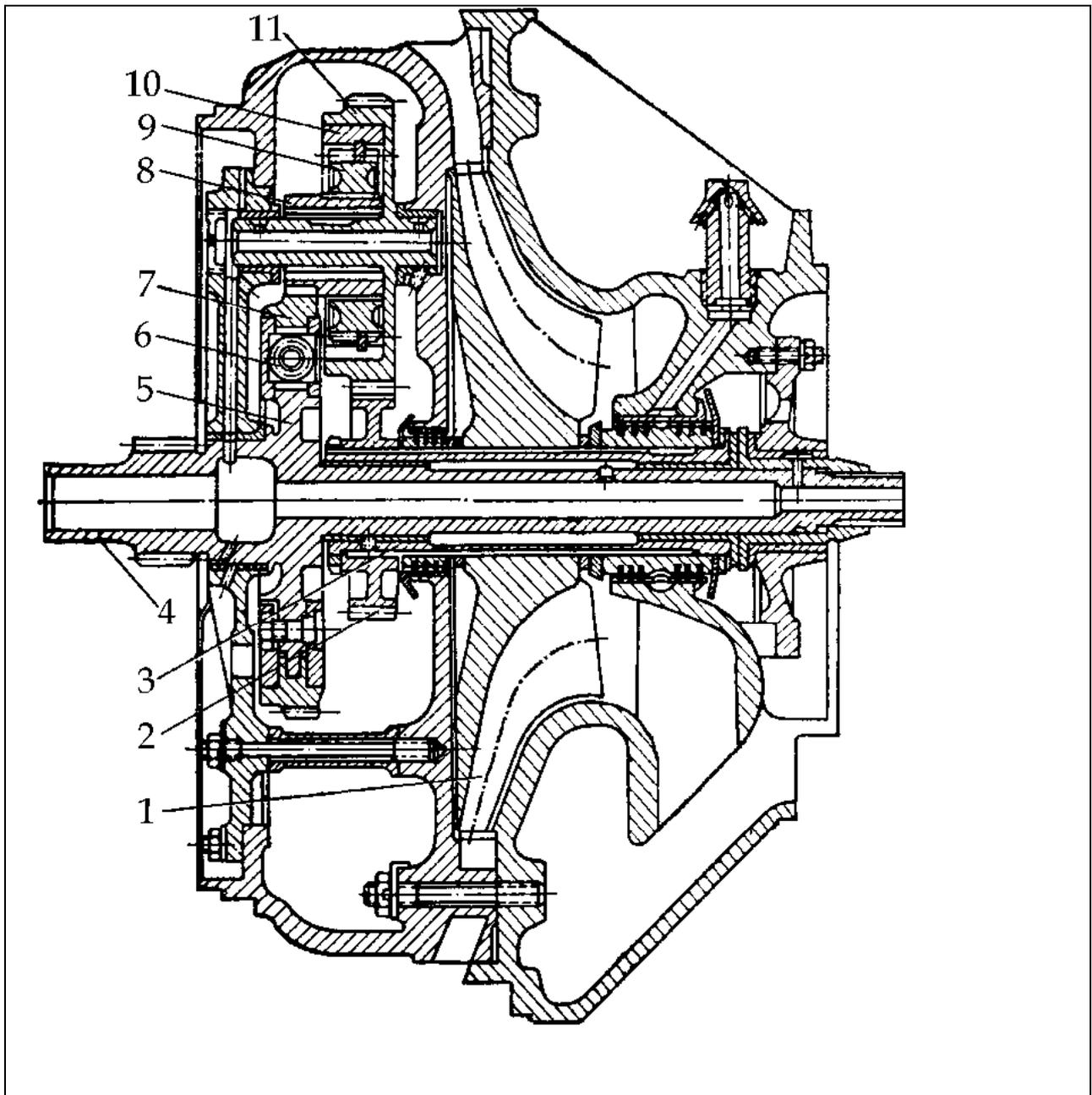


Рис. 3.8. Конструкция привода встроенного центробежного компрессора

струкция центробежного компрессора в виде отдельного агрегата наддува с регулируемым приводом. На рис. 3.9 приведен вариант привода компрессора *ZF Turmat*, устанавливаемого на двигатель автомобиля *BMW-5251*.

От вариатора 1 на коленчатом валу вращение передается ведомому вариатору 2 с помощью ременной передачи. Это позволяет изменять частоту вращения рабочего колеса 5 компрессора в зависимости от режима работы двигателя. Дополнительные возможности регулирования предоставляет электросоединение 3, от которого вращение передается на планетарный механизм 4 и далее на рабочее колесо компрессора. Такая достаточно сложная передача обеспечивает оптимальное согласование режимов работа двигателя и агрега-

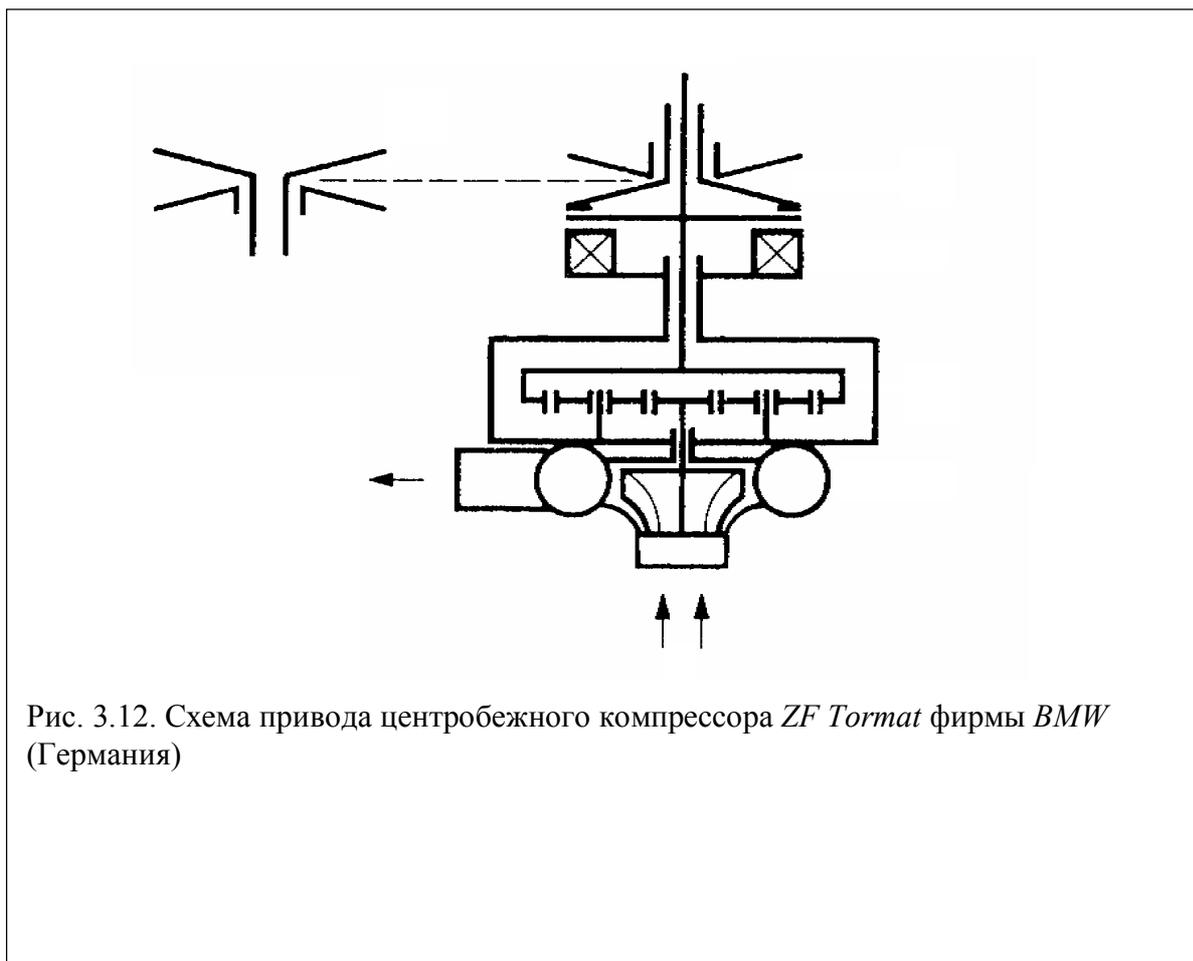


Рис. 3.12. Схема привода центробежного компрессора *ZF Tormat* фирмы *BMW* (Германия)

та наддува при частоте вращения рабочего колеса до 80000 мин^{-1} . В 1989 году фирма прекратила выпуск таких компрессоров, ввиду низкой рыночной потребности в них.

3.4. Преимущества и недостатки механического наддува

а) преимущества:

- более высокое значение давления наддува при частоте вращения ротора нагнетателя, соответствующей малой частоте вращения вала двигателя, обеспечивает хорошую приемистость двигателя с механическим наддувом;
- отсутствует зона неустойчивой работы (помпажа) нагнетателя;
- возможность повышения качества продувки цилиндров двигателя, так как давление наддува всегда больше противодействия на выпуске $p_{от}$;
- более дешевые материалы;
- меньшая сложность технологий производства нагнетателей Рутса и даже Ванкеля обуславливают их меньшую стоимость.

б) недостатки:

- более низкий КПД объемных нагнетателей, из-за существенных утечек воздуха и значительных затрат мощности на привод, снижают экономичность двигателя;
- существенные пульсации давления во впускной системе двигателя, особенно после нагнетателя Рутса с двухлопастными роторами;
- повышенный шум;
- большие габариты и масса, отношение которых к соответствующим показателям двигателя значительно возрастает при уменьшении рабочего объема двигателя iV_h .
- сложной задачей является компоновка агрегата наддува на двигателе, что лимитируется малым объемом подкапотного пространства в автомобиле.

Применение механического наддува, особенно на бензиновых двигателях позволяет снизить выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Удельный расход топлива на малых скоростных режимах снижается, а на больших – увеличивается.

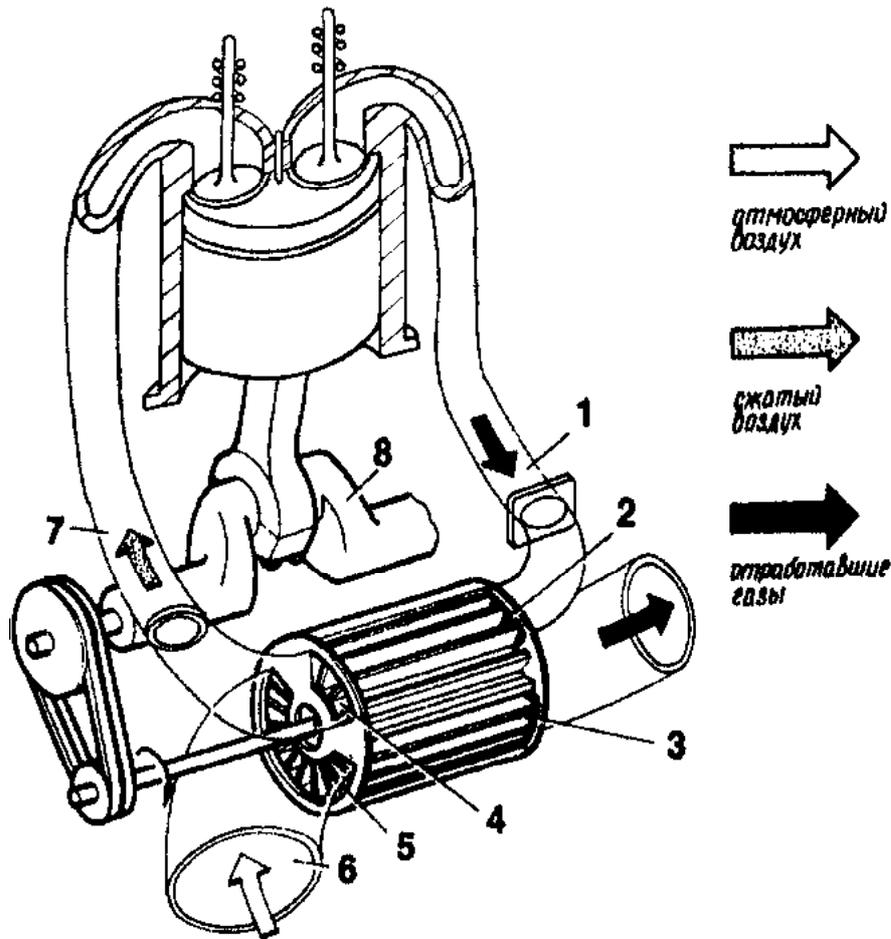
Серийный выпуск механических нагнетателей фирмами-разработчиками фактически прекращен примерно в 1996 году, не выдержав конкуренции с турбокомпрессорами.

В настоящее время совершенствование механического наддува в основном выполняется на бензиновых двигателях специального назначения. Это направление носит название «Тюнинг». Работа в направлении Тюнинга ведется фирмами: Mercedes, Wankel Rotary (Германия), Albert (Австрия), Rinspecd (Швейцария), Vortech, Canibal (США) и другие [23]. Основное внимание уделяется нагнетателям Рутс и центробежным компрессорам ZF Turmat. Работы направлены на совершенствование их проточных частей, конструкции привода, использованию прочных, но легких материалов, керамических покрытий и т.п. Дальнейшее развитие получает электронное управление системами двигателя и нагнетателями. При этом отмечаются значительные сложности в борьбе с искажением сигналов, поступающих от датчиков для регулирования степени повышения давления, расхода воздуха других показателей.

Перспективность применения механического наддува пока не оспаривается. Однако разработчики нагнетателей рекомендуют критически относиться к рекламным заявлениям о значительных достижениях в области производства агрегатов наддува и существенном повышении эффективности механического наддува [23].

4. НАДУВ С ПОМОЩЬЮ ВОЛНОВОГО ОБМЕННИКА ДАВЛЕНИЯ

Надув с использованием волнового обменника давления (ВОД) занимает промежуточное место между газодинамическим и механическим, так как в нем используется энергия выпускных газов для повышения плотности заряда на впуске, и имеется привод от коленчатого вала специального устройства.



Типичным представителем такого устройства является «Комплекс-нагнетатель», который в дальнейшем будет называться ВОД. Обмен энергией в ВОД между продуктами сгорания (газ) и свежим зарядом (воздух) происходит в многочисленных аксиальных каналах, расположенных во вращающемся роторе барабана 3 (рис. 4.1). Барабан расположен между двумя половинами корпуса. Левая половина (холодная

Рис. 4.1. Схема волнового обменника давления *Complex*

часть корпуса) имеет два отсека. В одном каналы барабана в соответствующие моменты времени через окна 4 соединяются со впускной системой двигателя 7, а в другой через окна 5 – с атмосферой 6. В правой половине (горячая часть корпуса) также имеется два отсека, в которых происходит периодическое соединение каналов через окна 2 и 3 с выпускной системой двигателя 1 и с атмосферой. Привод ротора барабана осуществляется с «холодной» стороны ВОД от коленчатого вала 8 ременной передачей.

Для уяснения сути процессов, происходящих в ВОД, рассмотрим волновые явления в трубе, расположенной во вращающемся барабане, с закрывающимися торцами (рис. 4.2).

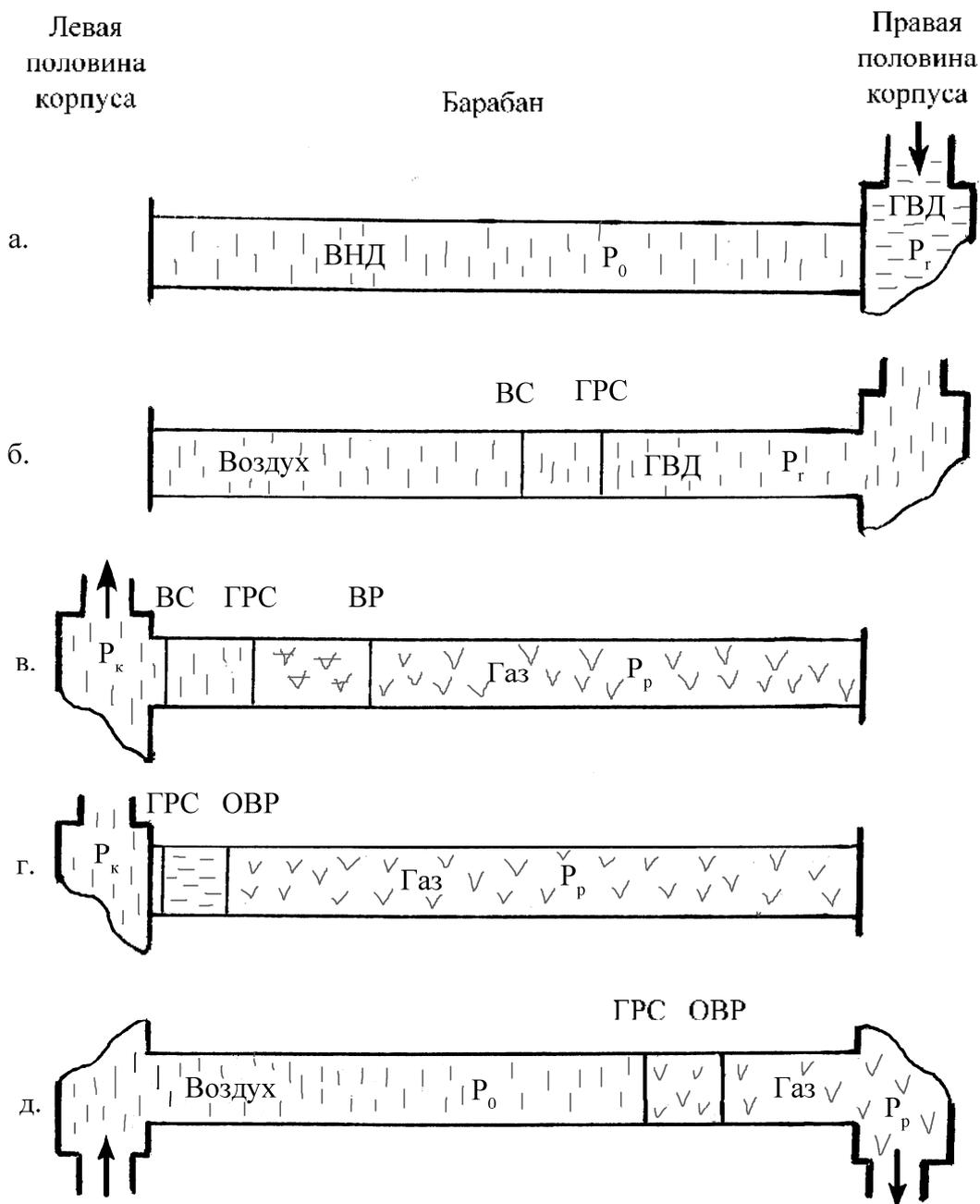


Рис. 4.2. Схема волновых процессов в обменнике давления

В правом отсеке (рис. 4.2,а) находится газ под высоким давлением (ГВД), а в левом воздух с низким (атмосферным) давлением (ВНД). Если в определенный момент времени открыть правый торец трубы, то выпускные газы под давлением P_r будут сжимать воздух,

находящийся в трубе. При этом по трубе справа налево распространяется волна сжатия (ВС) с местной скоростью звука. Вследствие уменьшения объема воздуха давление его повышается, а в область пониженного давления за ВС поступает газ. Граница разделения сред (ГРС) – воздуха и газа - будет при

этом перемещаться влево (рис. 4.2,б). Когда волна ВС приблизится к торцу трубы, она соединяется с левым отсеком и сжатый воздух поступает во впускную систему двигателя (рис. 4.2,в). Левый торец перекрывается, когда к нему подойдет ГРС. Вследствие перехода воздуха в левый отсек в трубе образуется обратная волна разрежения (ОВР), которая будет перемещаться вправо (рис. 4.2,г). При дальнейшем вращении барабана правый и левый торцы трубы последовательно соединяются в отсеках с атмосферой (рис. 16,д). Под влиянием ОВР слева в трубу поступает воздух, а газы через правый отсек удаляются в атмосферу. Поступление больших объемов воздуха обеспечивает продувку каналов в роторе барабана и их охлаждение. После достижения ОВР правого торца труба заполнена воздухом и далее процесс повторяется.

Левая половина корпуса ВОД изготавливается из алюминиевого сплава. Правый - горячая часть – из жаропрочных чугуновых литейных сплавов. Ротор барабана имеет каналы с толщиной стенок всего лишь в несколько десятых миллиметра из никелевых стальных сплавов.

Затраты мощности на вращение ротора составляют (0,5...1,0)% от мощности двигателя (не более 2 кВт). Главным фактором, определяющим эффективность ВОД является синхронизация частот вращения его ротора $n_{од}$ и коленчатого вала n_e . Достигается это только в узком диапазоне режимов работы двигателя. При этом в области высоких частот вращения n_e передаточное отношение $i_{од} = n_{од} / n_e$ должно быть меньше, т.е. при работе двигателя на переменных режимах величина $i_{од}$ должна изменяться. Достигнуть этого можно применением:

- регулируемой передачи от коленчатого вала к ротору ВОД;
- индивидуального привода от электродвигателя.

И то и другое усложняет конструкцию двигателя, заметно повышает его габариты и стоимость. На выполненных конструкциях двигателей с ВОД передаточное отношение устанавливается в пределах $i_{од} = 3,8...4,0$.

Разработка системы Comrex велась применительно к дизелю, так как поступление бензо-воздушной смеси в каналы ротора ВОД оказывало негативное влияние на его рабо-

ту. К настоящему времени установлены основные достоинства наддува с помощью ВОД (по сравнению с турбонаддувом):

- высокая эффективность в области низких частот вращения коленчатого вала (более высокие значения степени повышения давления при наддуве π_k);
- более высокий КПД, по сравнению с турбокомпрессором, на двигателях малой размерности с рабочим объемом до 1,0 дм³;
- относительно лучшая приемистость;
- меньше удельный расход топлива при низких частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Значительные работы по совершенствованию наддува с помощью волновых обменников давления были выполнены фирмой Opel.

5. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ

5.1. Агрегат наддува

Газотурбинным наддувом (или **турбонаддувом**) называют наддув, при котором для привода компрессора используется энергия отработавших в поршневом двигателе газов. Агрегат наддува называют **турбокомпрессором**. Соответственно двигатели с таким наддувом называют или комбинированными поршневыми двигателями, или турбодвигателями, или **турбопоршневыми двигателями**. Они представляют объединение двух машин: поршневой, с циклическим протеканием термодинамических процессов, и газотурбинной, которой свойственно непрерывное течение газа через лопаточные решетки.

На рис. 5.1 приведен пример общего вида турбокомпрессора для наддува автомобильного двигателя. Он состоит из корпуса подшипников, турбины и компрессора. Отработавшие газы из выпускного трубопровода поршневого двигателя через подводящее устройство 5 поступают в улитку 4 корпуса турбины 2. В улитке, а также в сопловом аппарате (при наличии его) происходит увеличение скорости газового потока перед поступлением его на рабочее колесо турбины 3. На колесе кинетическая энергия газа преобразуется в механическую энергию, которая через вал 1 передается колесу компрессора 6. Воздух через входной патрубок корпуса компрессора 7 поступает на лопатки рабочего колеса, где ему сообщается кинетическая энергия. В диффузорах (безлопаточном, лопаточном, улитке) кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию давления воздуха (давление наддува).

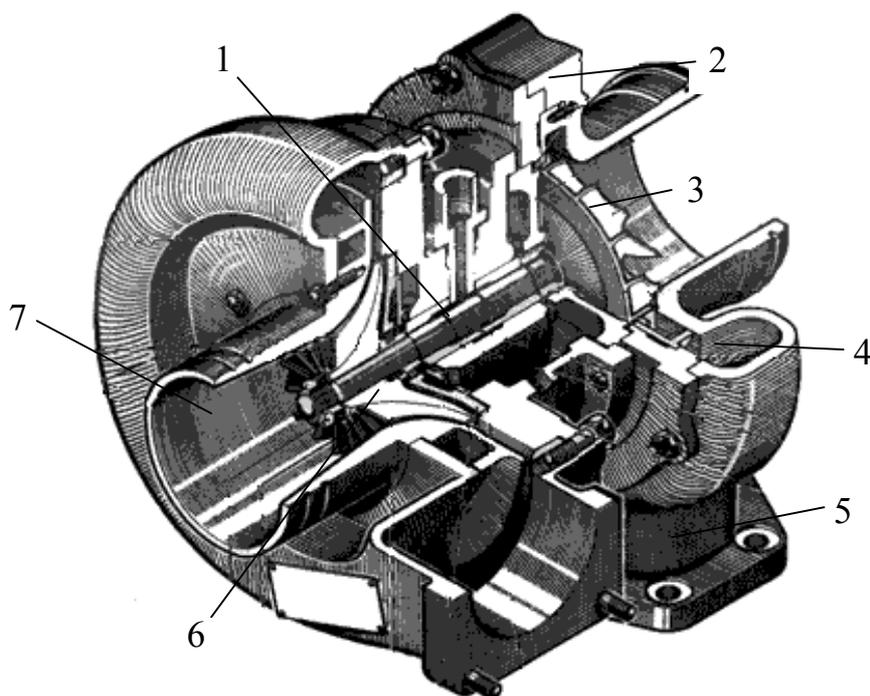


Рис.5.1. Общий вид турбокомпрессора

На выходе из компрессора может быть установлен теплообменник для охлаждения наддувочного воздуха.

Газовая связь с поршневым двигателем обеспечивает подвод рабочего тела к турбине с запасом тепловой энергии, необходимой для получения механической работы на привод компрессора. Турбокомпрессор позволяет эффективнее использовать тепловую энергию выпускных газов, чем при осуществлении продолженного расширения их в цилиндре и приводом компрессора от коленчатого вала.

5.2. Термодинамические циклы в двигателе с турбонаддувом

Цикл в поршневом двигателе, осуществляемый в цилиндре, состоит из необратимых процессов но, несмотря на смену рабочего тела, можно считать замкнутым. Это предоставляет возможность сравнивать экспериментальную индикаторную диаграмму изменения давления рабочего тела в цилиндре за цикл с теоретической диаграммой, построенной по результатам расчета, и оценивать адекватность математических моделей, используемых для описания процессов в цилиндре двигателя.

В турбокомпрессоре индикаторную диаграмму цикла экспериментально зафиксировать нельзя, так как процессы расширения и сжатия происходят в различных устройствах:

турбине и компрессоре. Поэтому идеальный цикл предоставляет значительно меньшие возможности для определения путей совершенствования турбокомпрессора.

При теоретическом исследовании процессов в турбопоршневом двигателе их можно разделить на два отдельных цикла (в поршневой и газотурбинной частях).

На рис.5.2-а приведена диаграмма идеального цикла в цилиндре двигателя с наддувом со смешанным подводом теплоты к рабочему телу (q'_1 по изохоре $c-z$ и q''_1 по изобаре $z-z'$) и отводом теплоты q_2 по изохоре $b-a$.

Термический КПД этого цикла определяется по уравнению, совпадающему с уравнением (3.1)

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} \pi_k^{(k-1)/k} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}, \quad (5.1)$$

где $\lambda = p_z / p_c$ – степень повышения давления при подводе теплоты по изохоре;

$\rho = V_{z'} / V_z$ – степень предварительного расширения рабочего тела при подводе теплоты по изобаре;

k – показатель адиабаты;

$\varepsilon = V_a / V_c$ – степень сжатия рабочего тела в цилиндре;

$\pi_k = p_k / p_o = p_a / p_o$ – степень повышения давления в компрессоре.

Следует отметить, что уравнение (5.1) отличается от соответствующего уравнения для термического КПД цикла без наддува присутствием множителя $\pi_k^{(k-1)/k}$ в знаменателе.

В идеальных циклах турбокомпрессора (рис. 5.2, б,в,г) к рабочему телу подводится теплота q_3 (меньше или равная теплоте q_2 , отводимой в поршневой части) и отводится теплота q_4 по изобаре $d-o$. Более близким к реальным процессам при переменном давлении выпускных газов перед турбиной является смешанный подвод теплоты q_3 по изохоре $a-n$ и изобаре $n-m$ (рис. 5.2, в). Для описания импульсного характера изменения давления газа перед турбиной используется цикл с подводом теплоты q_3 по изохоре $a-b$ (рис. 5.2, г). Наддуву при постоянном давлении газов перед турбиной соответствует цикл с подводом теплоты q_3 по изобаре $a-m$ (рис. 5.2, б).

Разным способам подвода теплоты q_3 к рабочему телу в идеальных циклах соответствуют разные значения степени повышения давления при наддуве:

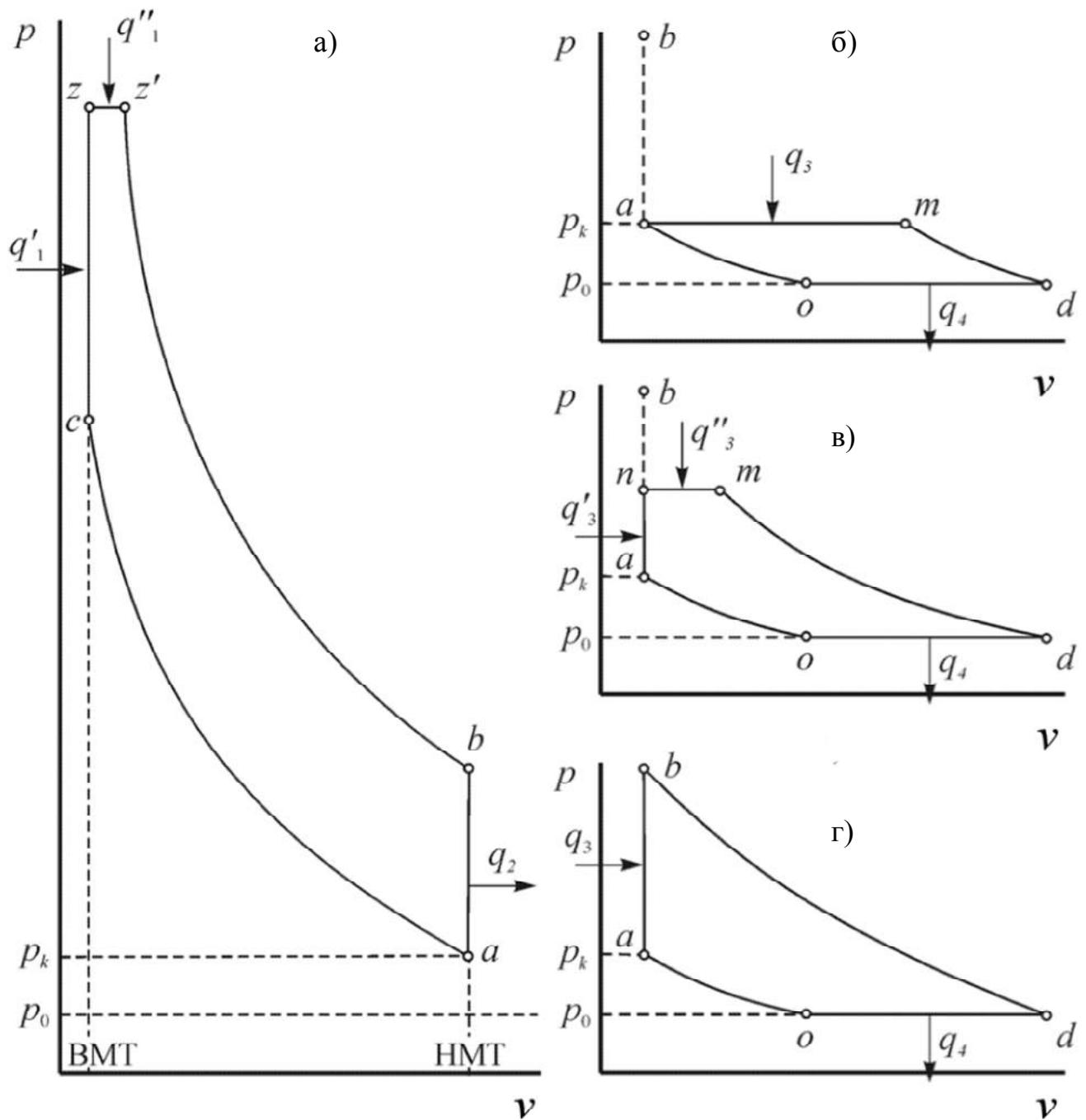


Рис. 5.2. Схемы идеальных циклов дизеля и турбокомпрессора

- при смешанном подводе
$$\pi_k = \left\{ \frac{k(\lambda_T^{1/k} \rho_T - 1)}{(1 - \eta_{\text{TK}})[\lambda_T - 1 + k\lambda_T(\rho_T - 1)]} \right\}^{\frac{k}{k-1}};$$
- при подводе по изохоре ($\rho_T = 1, \lambda_T = \lambda_2$)
$$\pi_k = \left\{ \frac{k(\lambda_T^{1/k} - 1)}{(1 - \eta_{\text{TK}})(\lambda_T - 1)} \right\}^{\frac{k}{k-1}};$$

- при подводе по изобаре ($\lambda_T = 1$)
$$\pi_k = \left\{ \frac{1}{(1 - \eta_{iTK})} \right\}^{\frac{k}{k-1}},$$

где η_{iTK} – термический КПД идеального цикла турбокомпрессора;

$\lambda_T = p_n / p_a$ – степень повышения давления при подводе теплоты к рабочему телу перед турбиной по изохоре (рис. 5.2, в);

$\rho_T = v_m / v_n$ – степень увеличения удельного объема рабочего тела при подводе теплоты по изобаре;

$\lambda_2 = p_b / p_a$ – степень понижения давления при отводе теплоты q_2 в идеальном цикле поршневого двигателя по изохоре $b-a$. Между параметрами λ_T , ρ_T и λ_2 существует соотношение $\lambda_T \rho_T^k = \lambda_2$.

Из (5.1) следует, что с повышением π_k , при прочих равных условиях, термический КПД увеличивается. Степень повышения давления π_k зависит от η_{iTK} , условий (λ_T и ρ_T) и количества подведенной к турбине от поршневого двигателя теплоты $q_3 \Leftrightarrow q_2$. Значения π_k увеличиваются при повышении η_{iTK} и при приближении подвода теплоты q_3 к изобарному. Это подтверждается статистическими данными [4], согласно которым на практике высокая степень наддува $\pi_k \geq 2,5$ достигается при постоянном давлении газов перед турбиной. Импульсному наддуву соответствуют значения $\pi_k \leq 1,7$, так как в этом случае в процессе расширения газов в турбине давление и КПД изменяются и средние их значения оказываются заметно ниже, чем при изобарном наддуве.

Следует иметь в виду, что идеальные циклы могут быть использованы, в основном, для сравнительной оценки эффективности турбонаддува.

5.3. Процессы в цилиндре и трубопроводах при турбонаддуве одноцилиндрового двигателя

Для оценки возможностей, которые представляет использование идеальных циклов при совершенствовании турбонаддува, рассмотрим соответствующие процессы, происходящие в цилиндре и трубопроводах. На рис. 5.3 приведена схема одноцилиндрового турбопоршневого двигателя. Агрегат наддува состоит из центробежного компрессора (ЦК) и радиально-осевой турбины (РОТ).

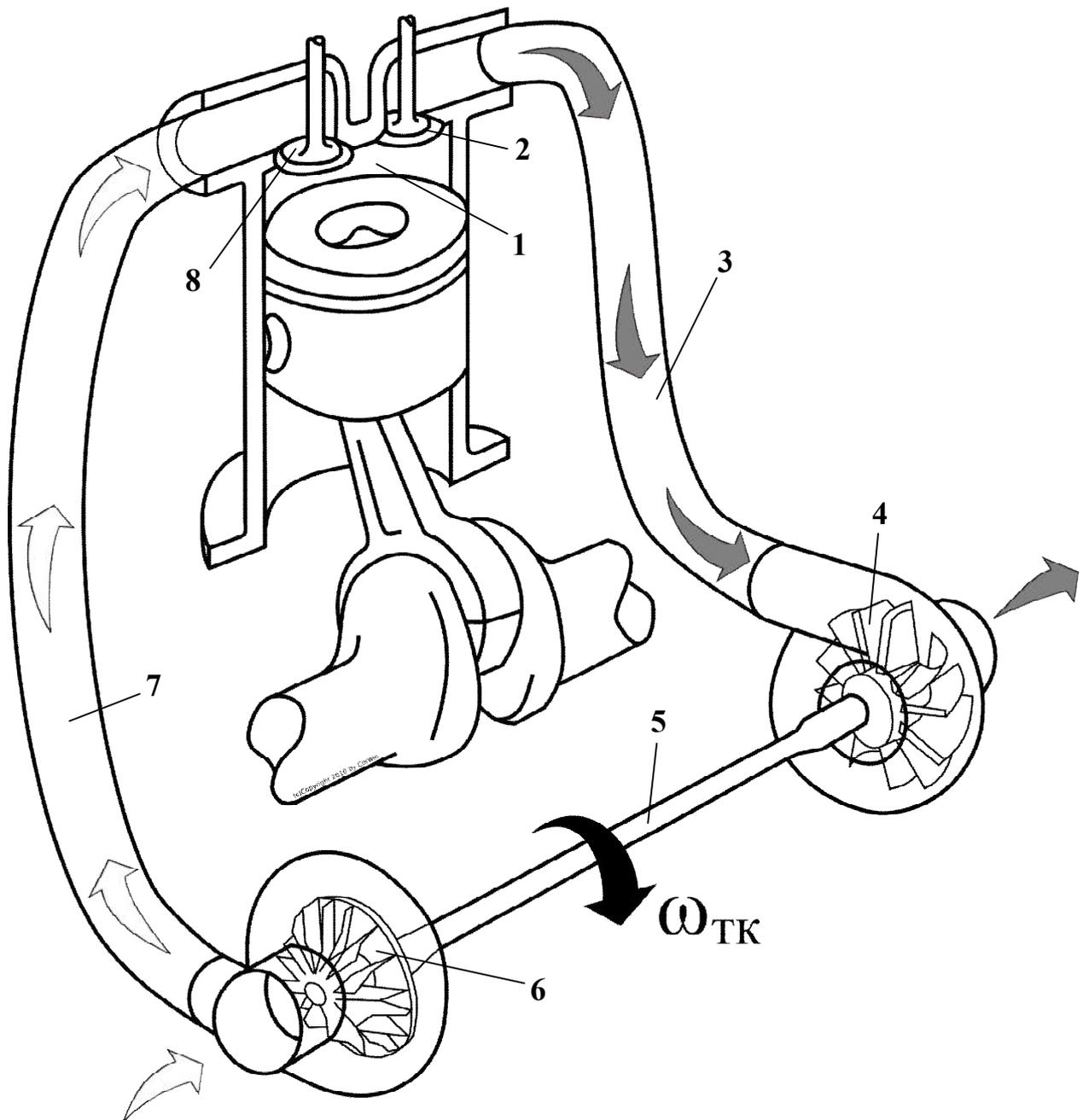


Рис. 5.3. Схема одноцилиндрового двигателя с турбонаддувом

В процессе работы двигателя продукты сгорания из цилиндра 1 через выпускной клапан 2 поступают в трубопровод (ресивер) 3, а затем в турбину 4, где передают часть своей энергии лопаткам рабочего колеса. Через жесткую связь (совместный вал 5) вращение от турбины передается рабочему колесу компрессора 6. Сжатый воздух из компрессора с давлением p_k , через впускной трубопровод 7 и клапан 8 направляется в цилиндр.

Для анализа процессов, происходящих в рассматриваемой энергетической установке, используем диаграммы изменения давления рабочего тела за цикл в цилиндре и трубопроводах (рис. 5.4).

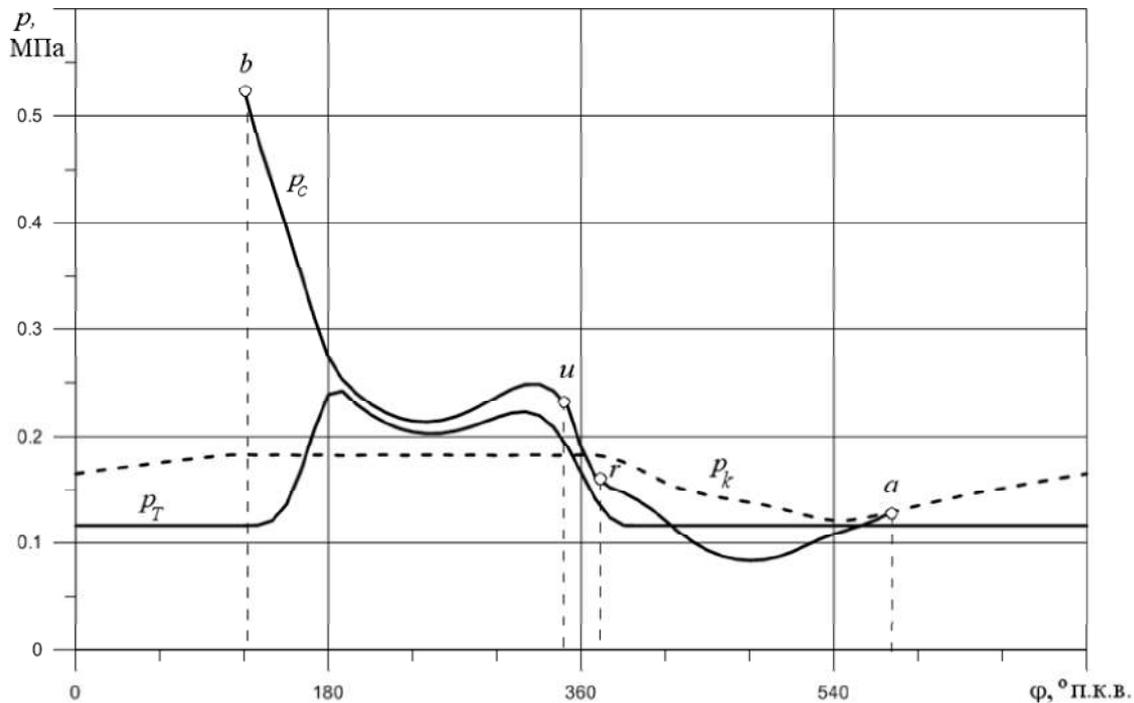


Рис. 5.4. Изменение давления в системе газообмена дизеля с турбонаддувом

После открытия выпускного клапана (точка *b*) в трубопроводе начинает формироваться импульс давления газа p_T перед турбиной. В продолжение предварения выпуска истечение газа из цилиндра происходит с местной скоростью звука, т.к. отношение давлений $p_T / p_C \leq \beta_{кр}$. Вследствие этого давление в трубопроводе перед турбиной быстро возрастает и у ВМТ кривая изменения давления p_T приближается к кривой изменения давления p_C в цилиндре. На диаграмме идеального цикла (рис. 5.2, в) этот участок условно соответствует подводу теплоты к турбине по изохоре *a* - *n*. В продолжение от 190 до 340° п.к.в. кривые давления газа в цилиндре и трубопроводе, при незначительном изменении абсолютного значения p_T , протекают практически с постоянной разностью $\Delta p = p_C - p_T$, которая поддерживается выталкивающим воздействием поршня. На диаграмме идеального цикла (рис. 5.2, в) этому процессу соответствует изобара *n*-*m*. Затем вследствие уменьшения проходного сечения клапана и количества газа в цилиндре давление перед турбиной быстро снижается, практически до атмосферного, что в идеальном цикле изображается адиабатой *m*-*d*. После окончания посту-

пления газа в турбину до начала следующего цикла в поршневом двигателе давление в трубопроводе может незначительно колебаться относительно давления за турбиной, вследствие периодической работы центростремительной (радиальной) турбины в компрессорном режиме.

Анализ процессов в одноцилиндровом турбопоршневом двигателе показывает, что расходы выпускных газов и их давление перед турбиной имеют импульсный характер. Не смотря на импульсный характер изменения давления газов в выпускном трубопроводе, частоту вращения ротора турбокомпрессора в продолжение цикла можно принять постоянной. Это обусловлено значительной его инерционностью, которая зависит от массы и частоты вращения ротора $n_{тк}$. Хотя строго говоря при малом числе цилиндров имеют место незначительные колебания $n_{тк}$, амплитуда которых тем больше, чем меньше количество цилиндров в двигателе с турбонаддувом.

Во впускном трубопроводе с момента открытия клапана (после точки “и”) давление p_k начинает снижаться. Скорость снижения заметно увеличивается при малом объеме трубопровода, так как расход воздуха через клапан больше чем через компрессор. В результате давление в трубопроводе приближается к атмосферному давлению. Это приводит к уменьшению наполнения цилиндра свежим зарядом. После закрытия клапана (точка “а”) компрессор нагнетает воздух в замкнутый объем, давление в трубопроводе после компрессора повышается и при очень малом объеме может достигнуть значения сравнимого с предельным напором компрессора на данном режиме его работы. Расход воздуха через компрессор резко снижается, а в предельном случае может стать отрицательным (обратный ток воздуха). Компрессор входит в режим неустойчивой работы, то есть **помпажа**. Самым эффективным способом борьбы с этим явлением может быть увеличение объема впускного трубопровода (ресивера после компрессора). По этой же причине объем впускного трубопровода даже при числе подсоединенных к нему цилиндров более трех принимают равным $V_s \geq 3V_h$. Таким образом, способ турбонаддува и его эффективность зависят не только от числа цилиндров, подающих газы в турбину и конструкции выпускного трубопровода, но и существенно от впускной системы турбопоршневого двигателя.

Приведенный анализ показывает, что использование идеальных циклов представляет несомненную ценность для лучшего изучения процессов, протекающих в турбопоршневом двигателе.

5.4. Виды газотурбинного наддува

Как было принято, в зависимости от способа использования теплоты отработавших в цилиндре газов, различают три способа наддува:

1. Импульсный.
2. Изобарный.
3. Смешанный (с переменным давлением газа перед турбиной).

В чистом виде первые два способа на практике не реализуются, так как в первом случае между цилиндром и турбиной должен отсутствовать объем канала, а во втором этот объем должен быть бесконечно большим.

К импульсному наддуву обычно относят наддув, при котором в турбине максимально используется кинетическая энергия газа, выходящего из цилиндра с большой скоростью. В этом случае необходимо обеспечить наикратчайший путь газов от клапана до колеса турбины и исключить взаимное влияние выпусков из соседних цилиндров. Это реализуется при числе цилиндров, подающих газ к турбине, не более трех и чередовании между импульсами не менее 240 градусов угла поворота коленчатого вала (240° п.к.в.). При импульсном наддуве энергия выпускных газов используется наиболее полно, так как малы потери ее на расширение при перетекании газа из цилиндра в трубопровод. Снижаются также потери теплоты в окружающую среду.

В многоцилиндровых двигателях, а также при неравномерном чередовании выпусков из трех и более цилиндров для сохранения импульсности подводимого к турбине газа могут использоваться:

- турбины с двумя и более каналами подвода газа к рабочему колесу (парциальный подвод газа);
- преобразователи импульсов, в которых импульсы давления преобразуются в кинетическую энергию потока газа;
- установка на двигатель двух и более турбокомпрессоров, что в первую очередь определяется требованиями к компоновке двигателя.

Импульсный наддув применяется на автотракторных двигателях при умеренном наддуве $\pi_k \leq 1,7$. Эффективность его существенно зависит от правильного согласования диаметра и длины выпускного трубопровода.

Примеры схем подключения цилиндров к выпускному трубопроводу при импульсном наддуве приведены на рис. 5.5.

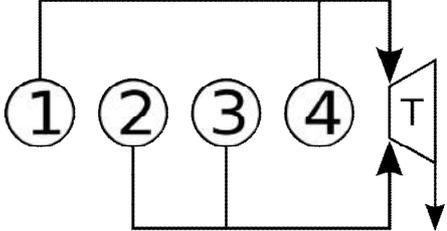
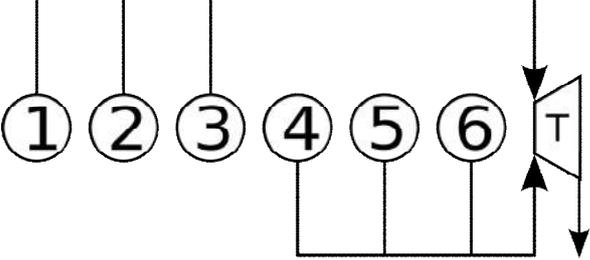
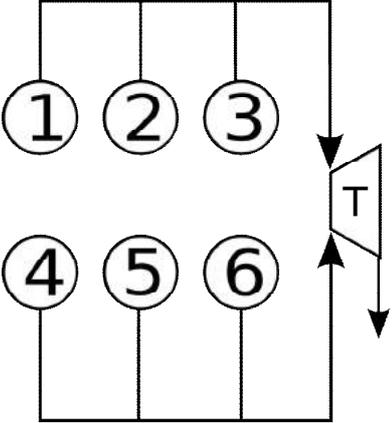
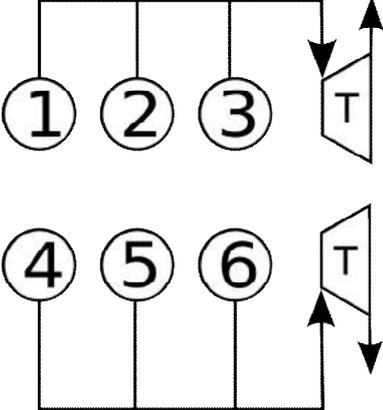
Схема выпускной системы двигателя	Порядок работы цилиндров	Количество турбокомпрессоров	Число подводов газа к турбине
	1342	1	2
	153624	1	2
	153624	1	2
	153624	2	1

Рис. 5.5. Схемы подключения цилиндров к выпускному трубопроводу при импульсном наддуве

При увеличении числа цилиндров, выпускающих газы к одной турбине, колебания давления в трубопроводе уменьшаются и при числе цилиндров более восьми давление перед турбиной можно считать практически постоянным, что соответствует **изобарному наддуву**. Постоянного давления газа перед турбиной можно достичь также увеличением объема выпускного трубопровода (ресивера). Этот способ пригоден для двигателей с любым числом цилиндров. Однако при этом необходимо иметь в виду, что выпуск газов в трубопровод большого объема приводит к заметному уменьшению их работоспособности, увеличению габаритов и ухудшению приемистости двигателя.

По этим причинам наддув с постоянным давлением газов p_T перед турбиной на автомобильных и тракторных двигателях с числом цилиндров меньше шести до последнего времени практически не применялся.

В двигателях с числом цилиндров от 4 до 6 давление газа перед турбиной имеет колебательный характер. Такой наддув принято называть наддувом с **переменным давлением газов перед турбиной**. В зависимости от конструкции выпускной системы и числа цилиндров он может приближаться по характеру изменения давления газов перед турбиной к импульсному или изобарному.

5.5. Основные типы, показатели и ряды турбокомпрессоров

В зависимости от конструкции турбины различают следующие типы турбокомпрессоров (см. раздел 7):

- с осевой турбиной;
- с радиально-осевой (радиальной, центробежной) турбиной;
- с диагональной турбиной.

В отечественном турбостроении приняты следующие обозначения:

- ТК - турбокомпрессор с осевой турбиной;
- ТКР – турбокомпрессор с радиально-осевой турбиной.

Турбокомпрессоры с диагонально-осевой турбиной отечественные заводы не производят.

Основными показателями, характеризующими турбокомпрессор, являются:

- степень повышения давления в компрессоре, $\pi_k = p_k / p_0$;
- расход воздуха (топливовоздушной смеси) через компрессор G_k (кг/с, м³/с, м³/мин или м³/ч);
- коэффициент $\eta_{TK} = \eta_k \eta_T$, где КПД компрессора η_k , а турбины η_T ;

- частота вращения ротора $n_{тк}$;
- диаметр рабочего колеса компрессора на выходе $D_k (D_2)$;
- тип турбины и др.

По величине степени повышения давления π_k принято различать наддув:

- низкий (умеренный) $\pi_k \leq 1,7$;
- средний $1,7 < \pi_k \leq 2,5$;
- высокий $\pi_k > 2,5$.

Наиболее полную информацию о пригодности турбокомпрессора для наддува конкретного двигателя предоставляют характеристики компрессора и турбины, которые будут рассмотрены в соответствующих разделах.

Турбокомпрессор представляет собой агрегат, который требует достаточно высокой технологии производства. Наибольшие сложности возникают при изготовлении ротора, подшипникового узла, уплотнений, профилировании лопаток рабочих колес, соплового аппарата, диффузора, а также балансировки ротора и т.д. Поэтому унификация деталей и узлов турбокомпрессора имеет первостепенное значение для повышения его показателей и рентабельности производства. Для осуществления наддува любого существующего двигателя в определенном диапазоне мощностей предусматривается определенный ряд турбокомпрессоров.

Практикой установлено, что изменение на входе в компрессор наружного диаметра и относительной скорости воздуха позволяет при одинаковом наружном диаметре колеса на выходе обеспечить работу компрессора в диапазоне отношения расходов воздуха $K = G_{k \max} / G_{k \min} \geq 3$ с достаточно высоким КПД. При этом имеется возможность сохранить конструкцию корпусных деталей. Максимальному значению КПД компрессора в большинстве агрегатов наддува соответствует отношение расходов воздуха $K = 1,6 \dots 1,8$. Среднее значение этого отношения $K = 1,7$ принимается за основу построения ряда. Расход воздуха через компрессор при прочих равных условиях пропорционален квадрату наружного диаметра рабочего колеса. Для обеспечения перекрытия расходов воздуха соседними типоразмерами знаменатель прогрессии ряда турбокомпрессоров принимается равным $K_i = \sqrt{K} = \sqrt{1,7} = 1,3$. Следует отметить, что ряды турбокомпрессоров большинства зарубежных фирм имеют значения $K_i = 1,25 - 1,40$. В России приняты два унифицированных ряда турбокомпрессоров:

- для наддува дизелей большой мощности и ресурсов работы с наружным расположением подшипников и осевой турбиной (ТК-18, ТК-23, ТК-30, ТК-34 и т. д.);
- для наддува быстроходных дизелей и бензиновых двигателей с консольным расположением компрессора и радиально-осевой турбины (ТКР-5, ТКР-6, ТКР-7 и т. д.).

На рис. 5.6 приведен пример построения типоразмерного ряда турбокомпрессоров типа ТКР по данным НПО «Турботехника», а в табл. 5.1 их основные технические параметры.

Таблица 5.1

Технические параметры турбокомпрессоров

Параметры	ТКР-5	ТКР-6	ТКР-7	ТКР-8	ТКР-9	ТКР-10	ТКР-8,5	ТКР-11
Степень повышения давления π_k	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,8	1,8	1,85
Подача компрессора, G_k , кг/с	0,04-0,12	0,06-0,16	0,12-0,24	0,20-0,36	0,25-0,40	0,30-0,45	0,08-0,15	0,18-0,25
КПД компрессора	0,72	0,72	0,72	0,73	0,74	0,75	0,71	0,70
КПД турбины	0,72	0,72	0,75	0,73	0,74	0,74	0,71	0,70
Температура газов перед турбиной, $T_T, ^\circ K$ **	950	950	950	950	970	970	973	970

** - допускаемая без ограничений по времени.

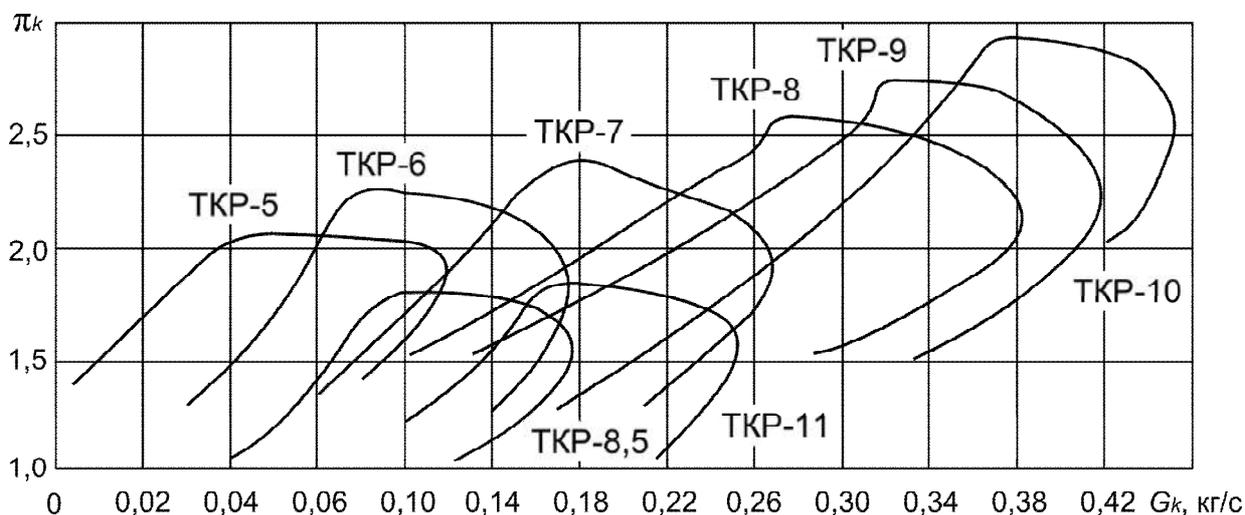


Рис.5.6. Ряды турбокомпрессоров фирмы «Турботехника»

Каждый типоразмер ТК и ТКР должны допускать настройку компрессора на требуемый режим работы двигателя во всем диапазоне расходов воздуха и давлений наддува. Основное количество деталей типоразмера унифицировано. Модификации ТКР получают

за счет различного сочетания деталей, изготавливаемых из базовых заготовок. Для двигателей массового производства могут применяться турбокомпрессора со специальными корпусами, обеспечивающими уменьшение габаритов турбопоршневых двигателей.

5.6. Требования к турбокомпрессорам

Мощностные, экономические и экологические показатели турбопоршневого двигателя в большой степени зависят от согласованной работы собственно двигателя и агрегата наддува. Это относится не только к номинальному режиму, но и к изменению показателей в зависимости от частоты вращения коленчатого вала или нагрузки двигателя. Большое значение имеют также пусковые качества, приемистость, возможность работы на холостом ходу и на режимах малой нагрузки, обеспечение требуемых условий протекания рабочего процесса на неустановившихся и переходных режимах. Все это предъявляет специфические требования, как к агрегату наддува, так и к поршневому двигателю. Агрегат наддува должен обеспечивать:

- максимально возможное использование в турбине энергии выпускных газов;
- подачу компрессором такого количества воздуха и с такими параметрами (G_k, p_k, T_k) , которые на всех режимах работы соответствовали бы количеству и параметрам воздуха, необходимого для получения требуемой мощности при наилучшей экономичности и наименьшем количестве выбросов вредных веществ;
- работу при допустимой напряженности: механической и тепловой;
- необходимую закономерность изменения показателей двигателя в зависимости от режима его работы;
- отсутствие режимов неустойчивой работы компрессора (помпажа);
- наиболее высокие значения КПД компрессора и турбины, соответствующие заданному режиму работы турбопоршневого двигателя;
- необходимую приемистость и устойчивую работу ДВС на переходных режимах.

Существенное значение имеют динамические качества, надежность и срок эксплуатации турбокомпрессора с учетом стоимости его изготовления.

Особенно жесткие требования к агрегатам наддува предъявляются на легковых автомобилях. Нагнетатель (турбокомпрессор) должен обеспечивать достаточно высокое давление начиная с низких частот вращения коленчатого вала, без задержки срабатывать в условиях быстро меняющейся нагрузки и частоты вращения. Именно этот фактор обычно входит в противоречие с характером работы турбокомпрессора и двигателя. Однако бла-

годаря современным технологиям и постоянно развивающимся «ноу хау» производители агрегатов наддува сумели до минимума свести влияние эффекта провала крутящего момента при быстром переводе управления на увеличение мощности двигателя (так называемый эффект «турбоямы»). Это достигнуто за счет широкого внедрения средств электронного управления турбопоршневым двигателем.

Фирмы считают, что в настоящее время сложность двигателей без наддува и с наддувом может быть практически одинаковой.

Следует отметить также ряд других, не мало важных задач, которые необходимо решать при применении турбонаддува. Усложняется организация вентиляции картера, так как в бензиновых двигателях направлять картерные газы во впускную систему мешает давление наддува. Затрудняется применение рециркуляции газов. Увеличивается противодействие на выпуске продуктов сгорания из цилиндра, что приводит к росту насосных потерь. Дроссельные заслонки в бензиновых двигателях приходится ставить после компрессора.

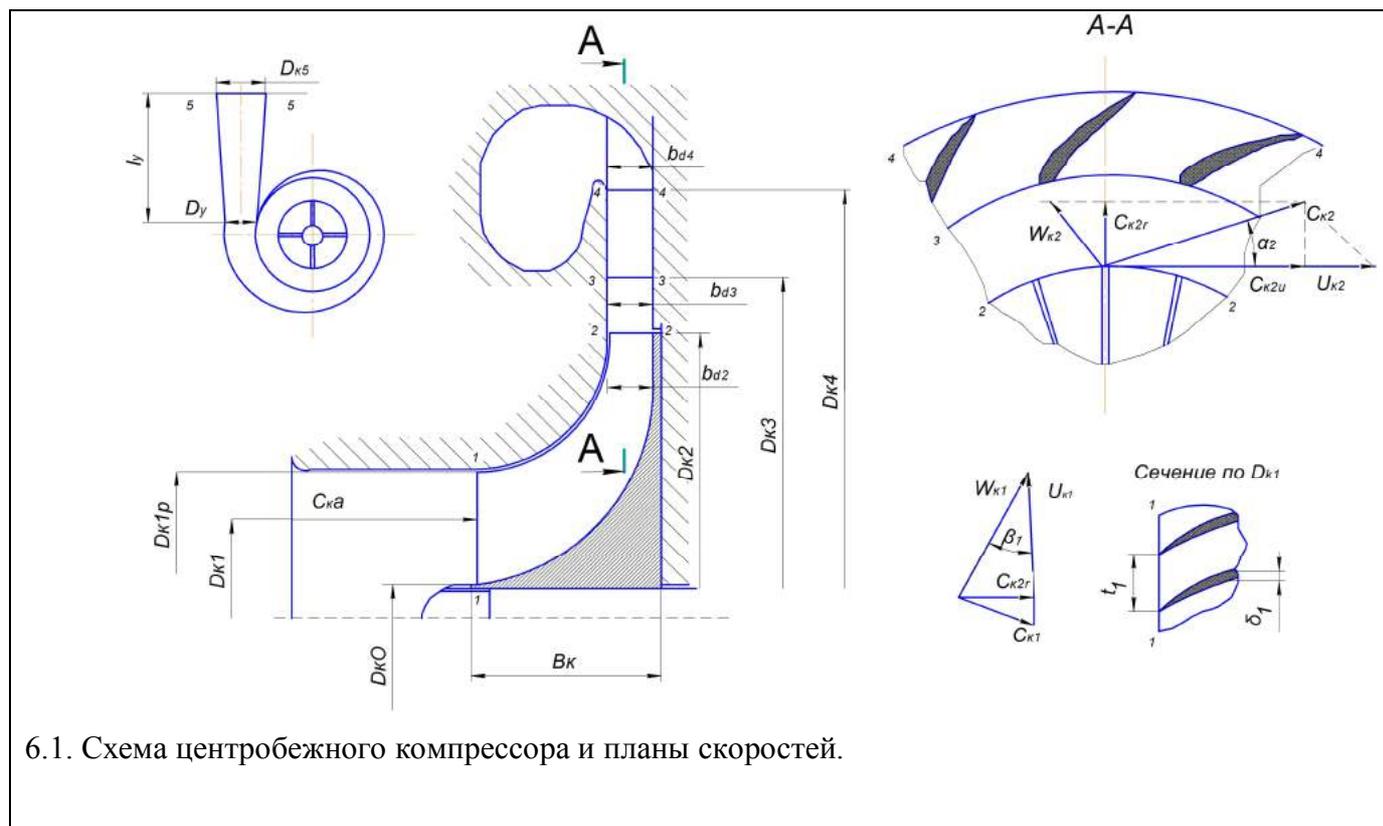
6. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

В турбопоршневом двигателе компрессор должен подавать сжатый воздух в цилиндры в требуемом количестве и с нужными параметрами.

В турбокомпрессорах нашли преимущественное применение центробежные компрессоры (ЦК), отличающиеся меньшими размерами и высокой напорностью по сравнению с осевыми. Они позволяют в одной ступени с КПД порядка 0,70...0,75 обеспечить повышение давления в 4...4,5 раза. Известны экспериментальные образцы центробежных компрессоров, в которых при наружном диаметре рабочего колеса более 400 мм можно получить степень повышения давления до $\pi_k = 7,0$.

6.1. Принцип действия центробежного компрессора. Основные понятия и параметры

Схема центробежного компрессора приведена на рис. 6.1. Его основными элементами (по сечениям) являются: входной патрубок $a-1$, рабочее колесо 1-2; безлопаточный диффузор 2-3; лопаточный диффузор 3-4; улитка 4-5. Рабочее колесо (крыльчатка) может представлять собой диск, на котором расположены лопатки, образующие со стенкой неподвижного корпуса и диском каналы, по которым движется воздух.



6.1. Схема центробежного компрессора и планы скоростей.

Характерными размерами компрессора являются:

- D_{k1p} - наружный диаметр на входе в рабочее колесо;
- D_{k0} - диаметр втулки;
- $D_{k1} = \sqrt{(D_{k1p}^2 + D_{k0}^2)}/2$ - средний диаметр на входе в рабочее колесо;
- D_{k2} - наружный диаметр рабочего колеса;
- D_{k3} - наружный диаметр безлопаточного диффузора (внутренний лопаточного);
- D_{k4} - наружный диаметр лопаточного диффузора.

В проточной части компрессора различают следующие скорости:

а) на входе в рабочее колесо на среднем диаметре:

u_{k1} - окружная скорость; w_{k1} - относительная; c_{k1} - абсолютная;

$c_{k1a} = c_{k1} \cos \alpha_1$ - проекция c_{k1} на ось колеса (осевая составляющая);

$c_{k1m} = c_{k1a} \cos \varphi_1$ - меридиональная скорость; это проекция c_{1a} на касательную к

средней линии сечения межлопаточного канала; при разработке конструкции компрессора предварительно принимают $c_{1m} \approx c_{1a} \approx c_1$.

б) скорости на выходе из рабочего колеса:

u_{k2} - окружная; w_{k2} - относительная; c_{k2} - абсолютная.

Проекции абсолютной скорости:

- $c_{k2u} = c_{k2} \cos \alpha_2$ - на направление окружной скорости (окружная составляющая);

- $c_{k2r} = c_{k2} \sin \alpha_2$ - на радиус рабочего колеса (радиальная составляющая).

Скорости движения воздуха в диффузорах и улитке имеют индексы соответствующего сечения (см. рис. 6.1).

При вращении рабочего колеса воздух в каналах под действием центробежной силы перемещается по направлению к диффузору. При этом ему сообщается кинетическая энергия, которая затем постепенно преобразуется в потенциальную энергию давления. Окружная скорость на наружном диаметре колеса не должна превышать значения $u_{k2} = 550$ м/с (число $M = u_{k2} / a_2 \leq 0,8$, где a_2 - местная скорость звука). Дальнейшее увеличение ее приводит к скоростям близким к скорости звука, при которых к проточным частям компрессора предъявляются специфические требования. Кроме того, скорость u_{k2} ограничивается прочностью рабочего колеса, изготавливаемого из штампованного алюминиевого или магниевового сплава.

Диффузор – это кольцевая полость (с лопатками и без них) между стенками неподвижного корпуса. В диффузоре скорость воздуха уменьшается вследствие увеличения проходных сечений, в результате чего давление повышается. Дальнейшее повышение давления осуществляется в улитке, значение которого зависит от скорости на выходе из нее.

6.2. Термодинамические процессы в центробежном компрессоре

Для анализа процесса сжатия в компрессоре воспользуемся диаграммой в координатах i - S (рис. 6.2). Если в качестве рабочего тела принять идеальный газ, то сжатие в компрессоре будет происходить по адиабате. При движении газа во входном патрубке он приобретает перед входом на рабочее колесо скорость c_{k1} и, следовательно, удельную кинетическую энергию $c_{k1}^2 / 2$, Дж/кг. Соответственно уменьшается энтальпия от i_0 до i_1 и возрастает энтропия S . Этому процессу на диаграмме соответствует участок o -1. На выходе из компрессора удельная энтальпия газа возрастает до i_5 (участок 1-5). Кроме того, газ имеет скорость $c_k = c_{k5}$ и соответствующую удельную кинетическую энергию $c_{k5}^2 / 2$.

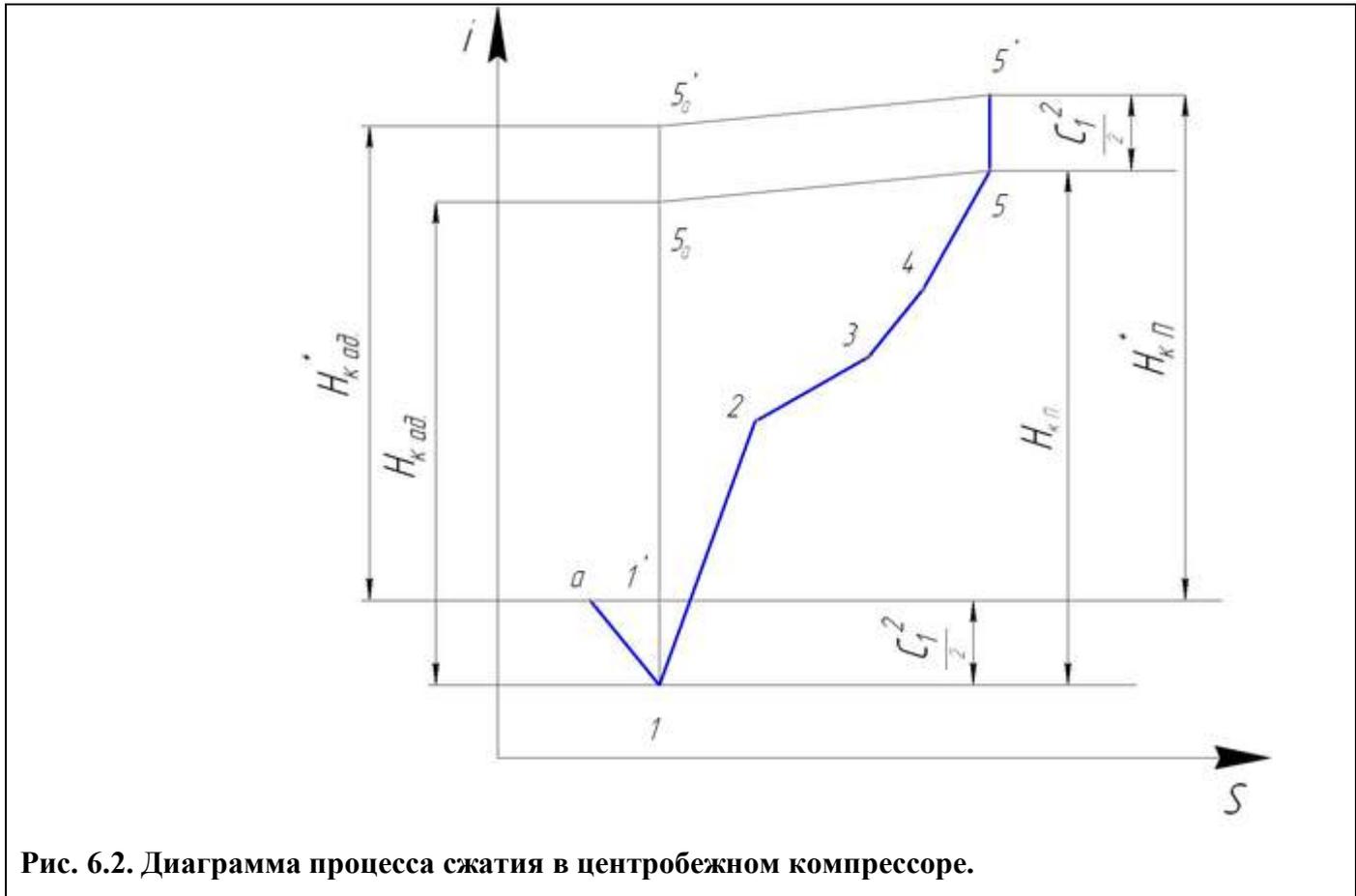


Рис. 6.2. Диаграмма процесса сжатия в центробежном компрессоре.

При анализе процесса сжатия газа в компрессоре определяются параметры статические и полного давления (параметры заторможенного потока).

Параметры **статические** (например, на выходе из компрессора): давление - $p_k = p_{k5}$; температура - $T_k = T_{k5}$; энтальпия - $i_k = i_5$; степень повышения давления $\pi_k = p_k / p_0$.

Степень повышения давления π_k является важнейшим параметром компрессора.

Параметры **заторможенного потока** (полного давления) обозначаются звездочкой:

давление - $p_k^* = p_k + \rho_k \frac{c_{k5}^2}{2}$; температура - $T_k^* = T_k + \frac{c_{k5}^2}{2C_p}$; энтальпия - $i_5^* = i_5 + \frac{c_{k5}^2}{2}$; сте-

пень повышения давления - $\pi_k^* = p_k^* / p_0^*$ и т.д. .

Удельная адиабатная работа сжатия 1 кг идеального газа по параметрам заторможенного потока определяется по уравнению

$$L_{kad}^* = i_5^* - i_0^* = i_k^* - i_0^*,$$

где $i_k^* = C_p T_k^*$; $i_0^* = C_p T_0^*$; $C_p = k_k R / (k_k - 1)$;

C_p - изобарная теплоемкость газа; k_k - показатель адиабаты сжатия в компрессоре; R - газовая постоянная.

После преобразований получаем уравнение

$$L_{kad}^* = \frac{k_k}{k_k - 1} RT_0^* \left[\left(\frac{P_k^*}{P_0^*} \right)^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right]. \quad (6.1)$$

По статическим параметрам

$$L_{kad} = \frac{k_k}{k_k - 1} RT_o \left(\pi_k^{(k_k - 1)/k_k} - 1 \right). \quad (6.2)$$

В действительном процессе в компрессоре сжимается реальный газ (воздух). Сжатие сопровождается теплообменом со стенками и окружающей средой. Поэтому более близким к реальному процессу сжатия воздуха в компрессоре является описание его политропными процессами на каждом участке: рабочее колесо 1-2, безлопаточный диффузор 2-3, лопаточный диффузор 3-4, улитка 4-5 (см. рис. 6.2). В этом случае уравнение для расчёта удельной работы политропного сжатия по параметрам заторможенного потока имеет вид

$$L_{kpl}^* = \frac{k_{pl}}{k_{pl} - 1} RT_o^* \left(\pi_k^{* \frac{k_{pl} - 1}{k_{pl}}} - 1 \right), \quad (6.3)$$

где k_{pl} - средний показатель политропы сжатия в компрессоре. При расчёте процессов в центробежном компрессоре его принимают в пределах $k_{pl} = 1,5 \dots 1,8$.

Движение воздуха в проточных частях компрессора сопровождается гидравлическими потерями на трение, вихреобразование и другими. Кинетическая энергия, связанная с затратами на их преодоление, превращается в тепловую, повышая температуру воздуха. Все это приводит к дополнительному увеличению работы на сжатие. Гидравлические потери учитываются суммарными затратами работы $\sum \Delta L_i$ на преодоление внутренних сопротивлений: во входном патрубке ΔL_1 , рабочем колесе ΔL_2 , диффузорах ΔL_3 и ΔL_4 , улитке ΔL_5 .

$$\sum \Delta L_i = \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_4 + \Delta L_5. \quad (6.4)$$

Действительная работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре (работа на привод компрессора)

$$L_k = L_{k\,pl} + \Delta L_{ki} + \sum \Delta L_i + \Delta L_{mk}, \quad (6.5)$$

где $\Delta L_{ki} = (c_{k5}^2 - c_{k1}^2)/2$ - приращение кинетической энергии; ΔL_{mk} - затраты работы на преодоление механических потерь, в основном на трение в подшипниках.

Потери, связанные со сжатием воздуха в компрессоре, принято делить на две группы обусловленные:

- отличием процесса сжатия от адиабатного;
- трением в подшипниках.

Потери первой группы называются внутренними. Они, в свою очередь, условно подразделяются на потери на трение и потери на удар.

Потери на трение складываются из потерь на преодоление трения воздуха о стенки, взаимное трение между частицами воздуха, а также волновых потерь, которые особенно возрастают при приближении скорости потока к местной скорости звука. Потери на трение возрастают с увеличением расхода воздуха через компрессор.

Потери на удар обусловлены отклонением скорости потока от расчетной. Отклонение направления потока от направления передних кромок лопаток сопровождается образованием вихрей. Потери на удар возрастают при отклонении расхода воздуха от расчетного как в большую, так и меньшую сторону.

КПД компрессора характеризует совершенство его проточных частей, определяющих расход воздуха G_k , при различных частотах вращения рабочего колеса n_{ik} и степени повышения давления π_k .

$$\eta_k = f(G_k, \pi_k, n_{ik}).$$

Для оценки эффективности работы компрессора принято использовать адиабатный $\eta_{k\,ad}$ и политропный $\eta_{k\,pl}$ коэффициенты полезного действия. Адиабатный КПД – это отношение адиабатной работы сжатия идеального газа к действительной работе сжатия

$$\eta_{k\,ad} = L_{k\,ad} / L_k \quad \text{или} \quad \eta_{k\,ad}^* = L_{k\,ad}^* / L_k. \quad (6.6)$$

Соответственно политропный КПД

$$\eta_{k\,pl} = L_{k\,pl} / L_k \quad \text{или} \quad \eta_{k\,pl}^* = L_{k\,pl}^* / L_k.$$

Значения адиабатного КПД центробежного компрессора в современных турбокомпрессорах в зависимости от диаметра рабочего колеса D_{k2} и особенностей конструкции компрессора приведены в табл. 6.1.

Коэффициент напора \bar{H}_k (гидравлический КПД) характеризует напорные качества компрессора, т.е. эффективность использования окружной скорости рабочего колеса u_{k2} для адиабатного сжатия газа. Он представляет собой отношение адиабатной работы сжатия идеального газа к квадрату окружной скорости на наружном диаметре (или к максимальной работе сжатия при заданном π_k)

$$\bar{H}_k = L_{k\dot{a}\ddot{a}} / u_{k2}^2. \quad (6.7)$$

Изменение коэффициента напора \bar{H}_k в зависимости от наружного диаметра рабочего колеса относительно небольшое (табл. 6.1), поэтому его удобно использовать для выбора значения окружной скорости u_{k2} .

Таблица 6.1

Средние значения КПД и коэффициента напора компрессора

Диаметр колеса D_2 , мм	Адиабатный КПД η_{kad}		Коэф. напора $\bar{H}_k = L_{k\dot{a}\ddot{a}} / u_{k2}^2$	
	Безлопаточный диффузор	Лопаточный диффузор	Безлопаточный диффузор	Лопаточный диффузор
40...70	0,70...0,72		0,550...0,620	-
65...110	0,72...0,74	0,73...0,76	0,575...0,625	0,620...0,650
140...180	0,72...0,75	0,75...0,80	0,610...0,640	0,650...0,675
230...300	0,74...0,77	0,77...0,83	0,625...0,660	0,675...0,710

Иногда коэффициент напора представляют в виде отношения удельной работы L_{kad} к удельной кинетической энергии воздуха на наружном диаметре колеса $\bar{H}_k = L_{kad} / (u_{k2}^2 / 2)$. В этом случае численное значение \bar{H}_k увеличивается в два раза.

$$\text{Мощность компрессора (приводная)} \quad N_k = G_k L_{k\dot{a}\ddot{a}} / \eta_{k\dot{a}\ddot{a}}. \quad (6.8)$$

$$\text{Частота вращения колеса компрессора (мин}^{-1}\text{)} \quad n_{tk} = \frac{60u_{k2}}{\pi D_{k2}}.$$

При предварительном определении параметров компрессора широко используются эмпирические зависимости, соотношения и коэффициенты. Например, выбор ориентировочного значения давления наддува по уравнению [21]

$$p_{kop} = p_o + \xi_{\tau n} \left(\frac{p_{ek}}{p_e} - 1 \right), \quad (6.9)$$

где p_o - давление окружающей среды; $\xi_{тн} = 0,08...0,13$ - коэффициент, зависящий от тактности и быстроходности двигателя; p_{ek}, p_e - средние эффективные давления в двигателях с наддувом и без наддува.

6.3. Входные патрубки

Входные устройства должны обеспечивать минимальное гидравлическое сопротивление при безотрывном движении воздуха. Это достигается плавным изменением площади поперечных сечений и кривизны стенок канала. Применение нашли в основном три вида входных устройств: осевые, радиально-осевые и коленообразные (рис. 6.3).

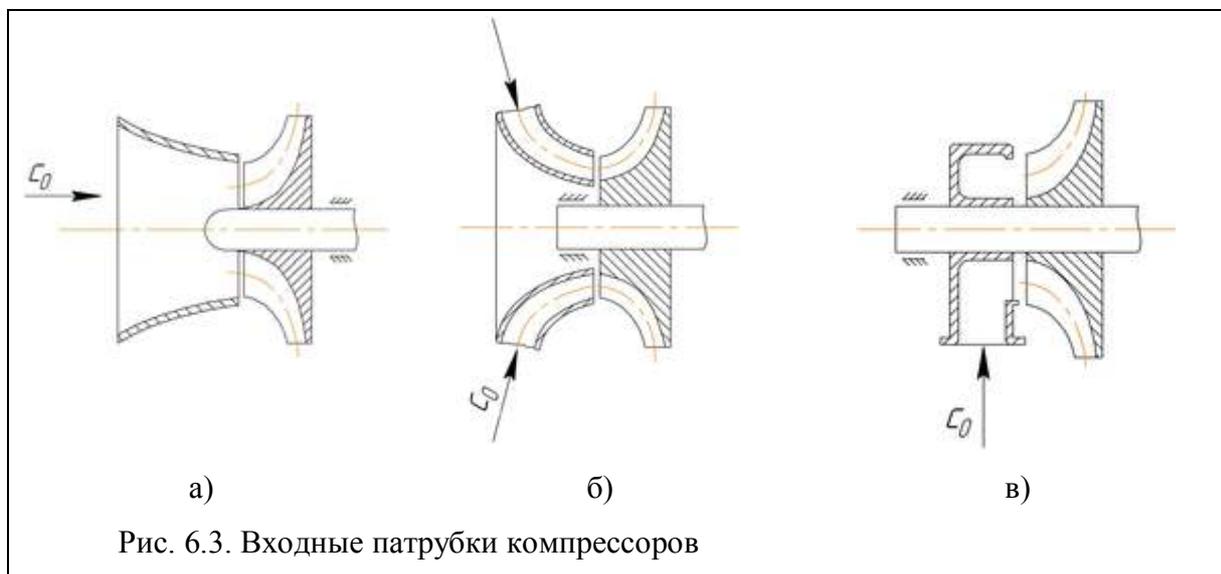


Рис. 6.3. Входные патрубки компрессоров

Осевой патрубков (рис. 6.3а) применяется при консольном расположении рабочего колеса компрессора. В нем наблюдается достаточно равномерное распределение скоростей на входе в колесо.

Радиально-осевой вход применяется в турбокомпрессорах с расположением подшипников по концам ротора (рис. 6.3б). Он создает неравномерность скоростей и давлений перед колесом и имеет большее гидравлическое сопротивление. Поэтому профилирование входного устройства в таких компрессорах должно производиться с учетом изменения скорости воздуха по радиусу.

Коленообразные патрубки (рис. 6.3в) применяют тогда, когда по условиям компоновки двигателя, подвод воздуха необходимо произвести сбоку перпендикулярно к оси ротора турбокомпрессора.

Давление и температура воздуха на входе в патрубок

$$p_{ka} = p_o - \Delta p_a; \quad T_{ka} = T_o - c_a^2 / (2C_p), \quad (6.10)$$

где Δp_a - потери давления в воздушном фильтре и других устройствах; C_p - изобарная теплоемкость воздуха; c_a - скорость воздуха на входе в патрубок.

Потери давления во входном патрубке

$$\Delta p_{ka}^* = p_{ka}^* - p_{k1}^* = \xi_1 \frac{\rho_{k1} c_{k1}^2}{2},$$

где c_{k1}, ρ_{k1} - скорость и плотность воздуха на входе в рабочее колесо; ξ_1 - коэффициент сопротивления патрубка.

Для оценки гидравлических потерь во входном патрубке используют также коэффициент сохранения полного давления $\sigma_1 = p_{k1}^* / p_{ka}^*$. В выполненных конструкциях $\xi_1 = 0,05 \dots 0,20$, а $\sigma_1 = 0,975 \dots 0,995$. При таких значениях ξ_1 и σ_1 снижение адиабатного КПД компрессора η_{kad} составляет $0,2 \dots 1,2\%$.

Давление, температура и плотность воздуха на выходе из патрубка или на входе в рабочее колесо

$$T_{k1} = T_{ka} - \frac{c_{k1}^2 - c_{ka}^2}{2C_p}; \quad p_{k1} = p_{ka} \left(\frac{T_{k1}}{T_{ka}} \right)^{\frac{k_{pl1}}{k_{pl1}-1}}; \quad \rho_{k1} = \frac{p_{k1}}{R T_{k1}}, \quad (6.11)$$

где $k_{pl1} = 1,35 \dots 1,39$ – показатель политропы во входном патрубке.

Площадь поперечного сечения на входе в рабочее колесо

$$F_{k1} = G_k / (\rho_{k1} c_{k1}). \quad (6.12)$$

Наружный диаметр на входе в рабочее колесо

$$D_{k1p} = \sqrt{\frac{4F_{k1}}{\pi} + D_{k0}^2}. \quad (6.13)$$

В выполненных конструкциях компрессоров диаметр втулки принимают равным $D_{k0} = (0,22 \dots 0,30) D_{k2}$. Наружный диаметр на входе в рабочее колесо должен находиться в пределах $D_{k1p} = (0,55 \dots 0,70) D_{k2}$.

6.4. Рабочие колеса центробежных компрессоров

6.4.1. Типы рабочих колёс

Рабочие колеса в центробежных компрессорах могут быть трех типов (рис. 6.4).

Колеса закрытого типа представляют собой монолитный диск с выполненными в его полости криволинейными каналами (Рис. 6.4,а). Такие колеса имеют наиболее высо-

кие КПД ввиду незначительных потерь на трение воздуха. Однако они сложны в изготовлении и значения окружных скоростей u_{k2} , допускаемых по условию прочности, меньше, чем у других типов.

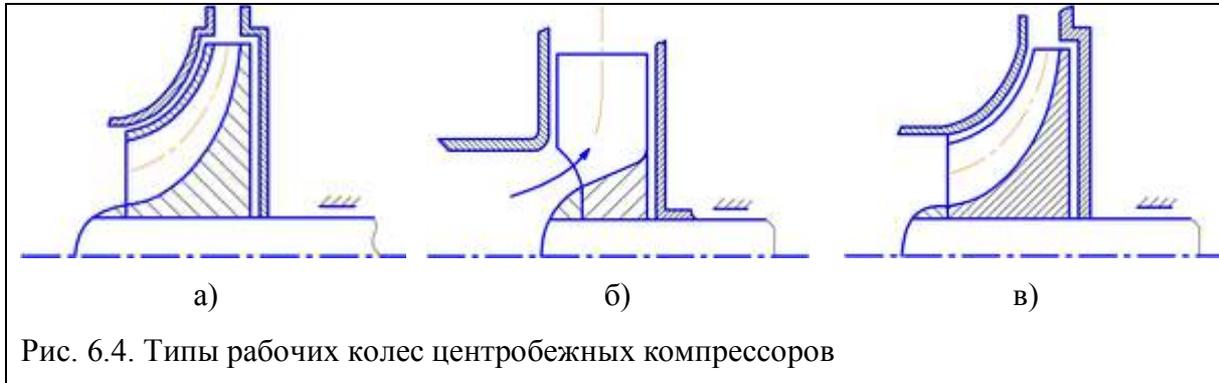


Рис. 6.4. Типы рабочих колес центробежных компрессоров

Колеса открытого типа состоят из втулки и прямых радиальных лопаток (Рис. 6.4, б). Такие колеса имеют низкий КПД и практически не применяются.

Колеса полуоткрытого типа имеют одну торцевую стенку с расположенными на ней лопатками (Рис.6.4, в). Эти колеса получили широкое применение. Они имеют относительно высокий КПД, просты в изготовлении и обладают достаточной прочностью.

По форме лопаток различают рабочие колеса с лопатками:

- загнутыми вперед (Рис. 6.5,а);
- радиальными (Рис. 6.5, б);
- загнутыми назад (Рис. 6.5, в).

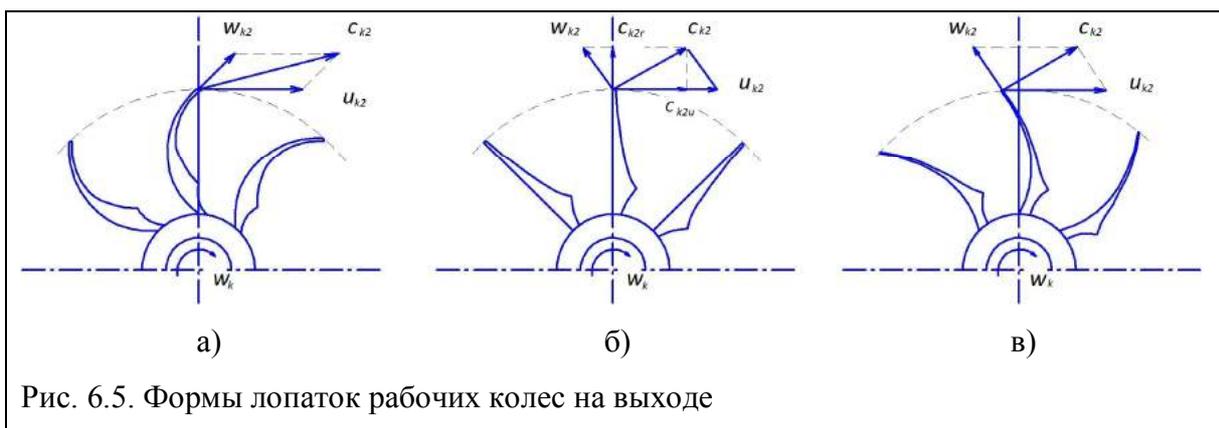


Рис. 6.5. Формы лопаток рабочих колес на выходе

Из треугольников скоростей потока на выходе из колеса видно, что при $u_{k2} = const$ скорость c_{k2} в колесе с лопатками загнутыми вперед наибольшая. Поэтому степень повышения давления π_k и энергия, передаваемая воздуху, в таких колесах будут наибольши-

ми. Однако преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления сопровождается повышенными потерями, что снижает КПД компрессора. Кроме того, такие колеса обладают малой прочностью и поэтому могут применяться лишь при малых окружных скоростях. Характеристики компрессора при этом крутые и они имеют повышенную склонность к неустойчивой работе. При увеличении производительности мощность на привод компрессора N_k существенно возрастает.

Рабочие колеса с радиальными лопатками имеют самое широкое применение в центробежных компрессорах. Из-за отсутствия изгибающих усилий они могут работать при очень высоких окружных скоростях до 550 м/с, что позволяет достичь высоких значений $\pi_k = 4$ и даже выше. КПД компрессоров с такими колесами несколько выше, чем с лопатками загнутыми вперед.

Рабочие колёса с лопатками, загнутыми назад, имеют наиболее высокие КПД η_k . Они нашли преимущественное применение в стационарных компрессорах. Различают рабочие колёса с лопатками сильно загнутыми назад ($\beta_{\gamma_2} = 15-30^\circ$), которые называют колёсами насосного типа, и с нормально загнутыми назад лопатками ($\beta_{\gamma_2} \beta_{\gamma_2} = 35-55^\circ$) – колёса компрессорного типа. Следует отметить, что в настоящее время некоторые зарубежные фирмы предпринимают попытки применить в турбокомпрессорах рабочие колёса с выходными углами лопаток $\beta_{\gamma_2} = 55-90^\circ$.

Осевая длина колеса B_k связана в первую очередь с типом турбокомпрессора и величиной относительной меридиональной скорости \bar{c}_{k1m} .

В турбокомпрессорах с подшипниками по концам ротора с целью уменьшения расстояния между опорами осевую длину колеса B_k стремятся сделать возможно меньшей, что позволяет уменьшить габариты агрегата наддува и критическую частоту вращения ротора. Обычно у таких турбокомпрессоров относительная длина $\bar{B}_k = B_k / D_{k2} = 0,25 - 0,30$.

В турбокомпрессорах с консольным расположением колес ограничение осевой длины колеса определяется стремлением уменьшить его массу и увеличить критическую частоту вращения ротора. Обычно у таких ТКР $\bar{B}_k = 0,26 - 0,34$.

Определенное влияние на характеристику компрессора имеет ширина колеса на выходе b_{k2} , которая зависит от плотности и скорости воздуха на выходе. С уменьшением b_{k2} характеристика компрессора смещается в зону меньших значений \bar{n}_{k1m} .

6.4.2. Движение воздуха в рабочем колесе

Движение воздуха в колесе зависит от конструкции подводящего устройства. В общем случае скорость частиц воздуха c_{k1} , находящихся во входном сечении 1-1, можно разложить на составляющие (см. рис.6.1):

- c_{k1a} - проекция на ось компрессора;
- c_{k1r} - проекция на радиус, проходящий через рассматриваемую частицу в плоскости сечения 1-1 (радиальная составляющая);
- c_{k1u} - проекция на направление, перпендикулярное указанному радиусу (окружная или тангенциальная составляющая).

Скорости воздуха в различных точках входного сечения разные, поэтому целесообразно рассматривать скорости течения на окружности среднего радиуса $r_{k1} = \sqrt{(r_{k1p}^2 + r_{k0}^2)}/2$, где r_{k0} - радиус втулки.

Осевая составляющая c_{k1a} зависит от расхода воздуха, а окружная c_{k1u} определяет степень закрутки воздуха на входе в колесо. При осевом входе $c_{k1u} = 0$. Если перед колесом установлен специальный входной направляющий аппарат (ВНА), то в нем поток воздуха, прежде чем попасть в колесо, закручивается и $c_{k1u} \neq 0$.

Рассмотрим, как подойдет воздух в относительном движении к лопаткам колеса. Для этого условное сечение колеса цилиндрической поверхностью радиуса r_{k1} развернем на плоскость (рис. 6.1, сечение М-М и рис. 6.6).

Тогда лопатки колеса представятся в виде ряда профилей, движущихся в направлении окружной скорости $u_{k1} = \omega_k r_{k1}$.

Относительная скорость входа воздуха на лопатки колеса w_{k1} определяется из треугольника скоростей. Для достижения наименьших потерь при входе воздуха на лопатки направление w_1 должно совпадать с направлением передней кромки лопатки. Такой вход называется безударным и достигается тем, что передняя кромка лопатки колеса загибается под таким углом, который обеспечивает параллельность кромки и скорости w_{k1} . Из треугольника скоростей следует, что $c_{k1a} \cdot ctg\beta_{k1} = u_{k1} - c_{k1u}$. Для безударного входа необходимо, чтобы угол кромки $\beta_{\gamma 1} \approx \beta_{k1}$. Однако, даже при отсутствии направляющего аппарата, воздух из-за трения получает некоторое вращение от колеса. Поэтому, как показали

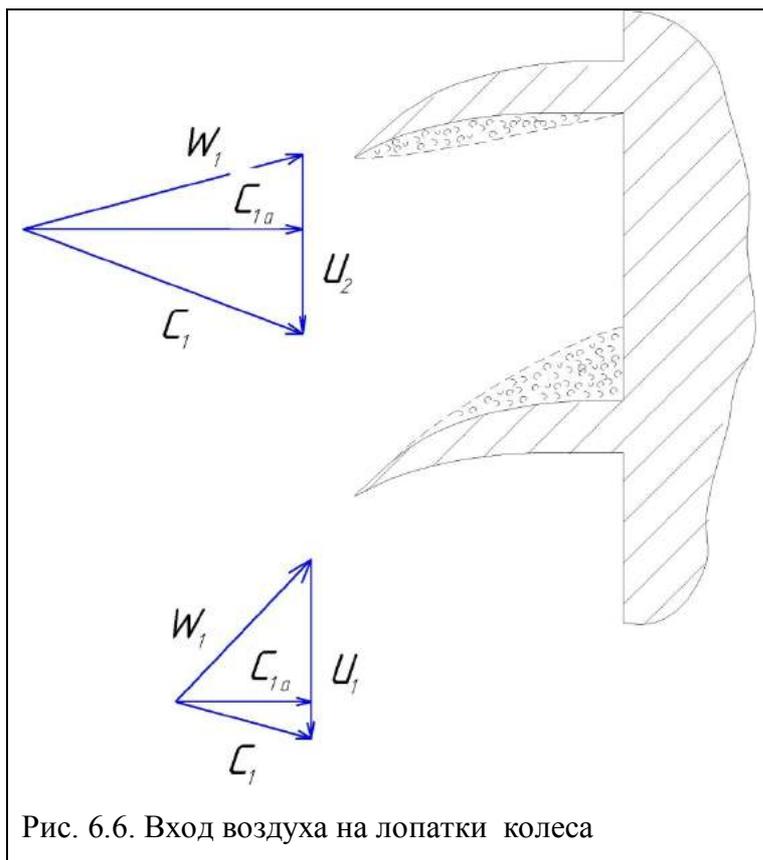


Рис. 6.6. Вход воздуха на лопатки колеса

опыты, надо обеспечивать соотношение $\beta_{\gamma 1} = \beta_{k1} + \gamma_{1k}$, где γ_{1k} - угол атаки. Так как скорости входа воздуха на лопатки колеса вдоль радиуса будут разными, то и углы загиба лопаток вдоль радиуса будут изменяться. Очевидно, что безударный вход воздуха на лопатки колеса можно обеспечить только на расчетном режиме. На остальных режимах скорость W_{k1} будет направлена под другими углами к лопаткам колеса, что обуславливает срыв струй воздуха около передней кромки лопаток с образованием вихрей и

потерей напора в движущейся струе воздуха. При этом в зависимости от режима работы компрессора возможны два случая.

В первом компрессор работает, соответственно, с повышенным расходом воздуха и скоростью c_{k1a} . В этом случае воздух ударяется в выпуклую часть лопатки (рис. 6.6). Образуется срыв потока, который локализуется у входной кромки и приводит лишь к увеличению потерь, не вызывая особых изменений в характере течения воздуха в межлопаточных каналах колеса компрессора.

Во втором случае компрессор работает с малым расходом воздуха. Возникает удар потока в вогнутую часть лопатки и срыв его, начинающийся на входной кромке и получающий развитие до диска колеса. Это может привести к неустойчивой работе компрессора. Такой режим работы называют **помпажем** компрессора.

Для обеспечения устойчивой работы центробежного компрессора величину осевой составляющей скорости на входе выбирают в пределах $c_{k1a} = (0,25...0,35)u_{k2}$.

Угол лопатки на входе в колесо $\beta_{\gamma 1}$ выбирается в соответствии с направлением относительной скорости w_{k1} и угла атаки γ_1

$$\beta_{\gamma 1} = \beta_{k1} + \gamma_1.$$

Угол атаки принимается в пределах $\gamma_1 = 2...3^\circ$ при $\bar{c}_{k1m} = 0,25...0,30$ и $\gamma_1 = 4...10^\circ$ при $\bar{c}_{k1m} = 0,30...0,35$.

Рассмотрим движение воздуха на **выходе из рабочего колеса**.

Действительная картина течения воздуха с учетом вязкости оказывается достаточно сложной. Вследствие вязкости на стороне давления (задняя поверхность лопатки по направлению вращения колеса), где скорость меньше (w_{k2_0}), возникает отрыв пограничного слоя (рис. 6.7).

За точкой отрыва струя не заполняет межлопаточный канал полностью. Оторвавшиеся от стенок межлопаточного канала струя прижимается под действием кориолисовой силы $P_{кор}$ к стороне давления, а на задней стороне образуется так называемая зона следа, скорость в которой w_{k2c} постоянна по ширине следа и составляет примерно 20% от средней скорости w_{k2cp} в основном потоке.

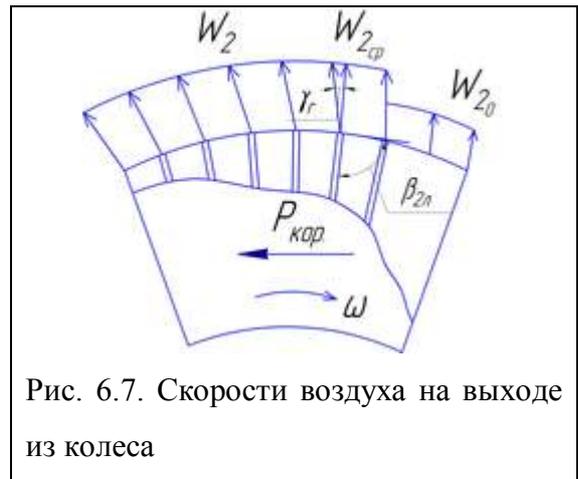


Рис. 6.7. Скорости воздуха на выходе из колеса

Для описания движения идеального газа на выходе из межлопаточного канала предложено уравнение $w_{k2cp} = w_{k2_0} + 2\pi u_{k2}/Z_{k2} \sin \beta_{\gamma_2}$, где β_{γ_2} - угол наклона лопатки. Для радиальных лопаток колеса $\beta_{\gamma_2} = 90^\circ$. Из уравнения следует, что при уменьшении скорости w_{k2cp} , т.е. снижении расхода воздуха, значение w_{k2c} может оказаться равным $w_{k2c} = 0$ и даже $w_{k2_0} < 0$, что допускать **нельзя**.

Точно также, при сохранении расхода воздуха постоянным, уменьшение количества лопаток Z_{k2} может привести к срыву потока. Поэтому с увеличением радиуса колеса число лопаток увеличивают. Это достигается путем установки дополнительных укороченных лопаток, которые располагаются в выходной части колеса, т.е. $Z_{k2} = 2Z_{k1}$ (рис. 6.8).

Средняя относительная скорость w_{k2} будет направлена не по радиусу, а несколько отставать на угол γ_2 в сторону обратную вращению колеса в виду инерции воздуха.

В рабочих колесах с радиальными лопатками отношение скоростей обычно принимают $w_{k2}/u_{k2} = 0,25...0,35$. Из плана скоростей (рис. 6.1, сеч. Б-Б и рис. 6.7) следует:



Рис. 6.8. Схема установки дополнительных лопаток в колесе

$$\operatorname{tg} \varphi_{w2} = \frac{w_{k2u}}{c_{k2r}} = \frac{u_{k2} - c_{k2u}}{c_{k2r}} = \frac{u_{k2}(1 - c_{k2u}/u_{k2})}{c_{k2r}}.$$

Отношение c_{k2u}/u_{k2} называют **коэффициентом циркуляции**.

$$\mu = c_{k2u}/u_{k2}. \quad (6.14)$$

Он играет важную роль в расчете компрессора.

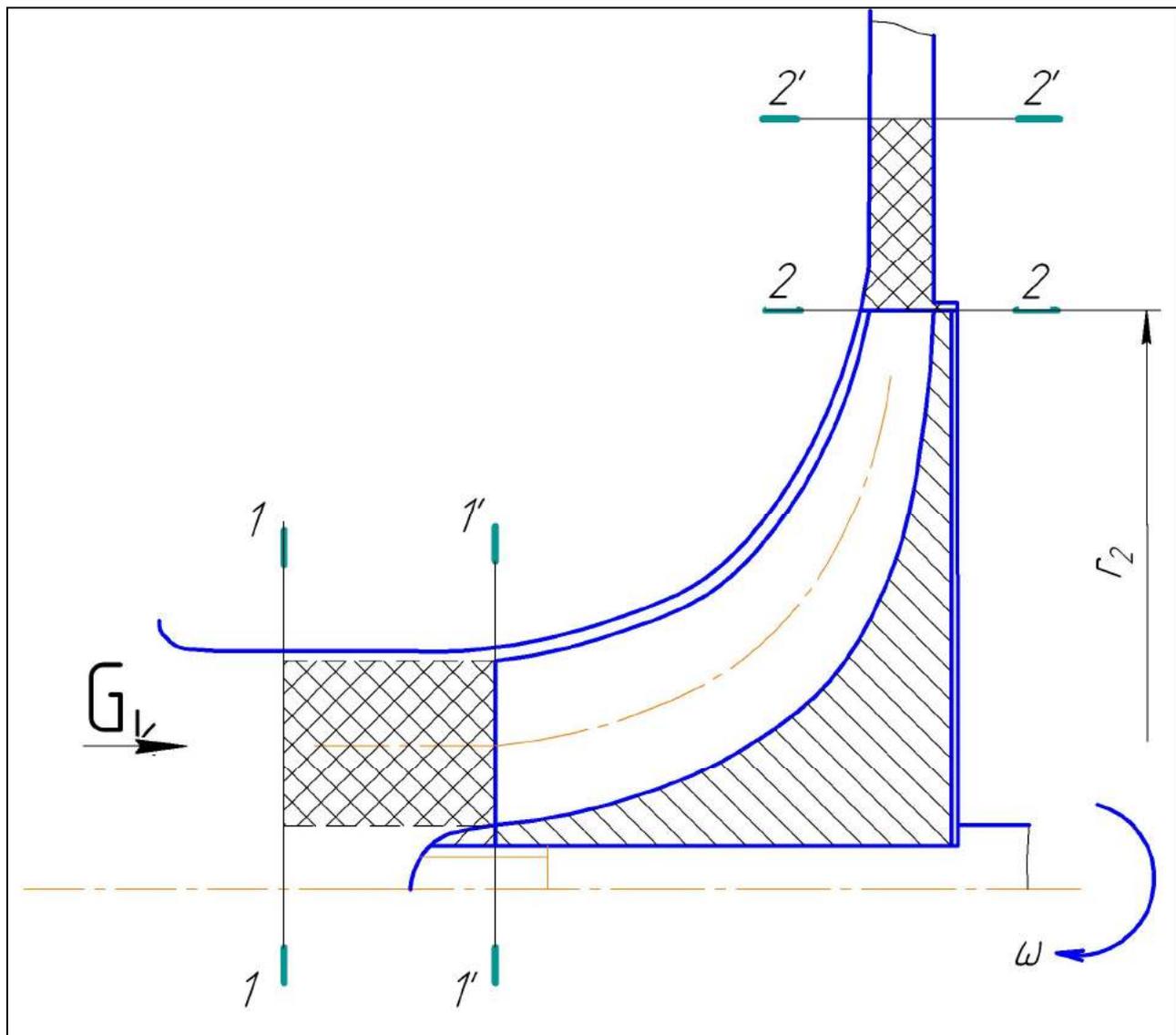
6.4.3. Работа в колесе центробежного компрессора

Параметры заторможенного потока идеального газа на выходе из колеса определяются из уравнения $i_5^* = i_1^* + L_{kad}^*$ при адиабатном процессе или по уравнению $i_5^* = i_1^* + L_{kpl}^*$ при политропном течении (см. рис. 6.2). Работа, затрачиваемая на привод рабочего колеса, будет существенно больше удельной работы сжатия идеального газа $L_k \succ L_{kpl} \succ L_{kad}$.

В колесе воздуху передается механическая работа, вследствие чего, его кинетическая и потенциальная энергии возрастают. От КПД колеса существенно зависит эффективность сжатия воздуха в компрессоре, а характер течения выходящего из колеса потока оказывает большое влияние на повышение давления воздуха в неподвижных элементах компрессора, расположенных за колесом.

Для определения работы L_{ke} , подводимой к воздуху в колесе, может быть использовано уравнение моментов количества движения.

Рассмотрим сущность этого метода. Воздух, заключенный между сечением 1 рабочего колеса (рис. 6.9) и цилиндрической поверхностью 2, перемещается с течением времени так, что через бесконечно малый промежуток Δt он займет положения 1' и 2'. Часть воздуха перемещается во внутрь колеса, а воздух, находящийся на выходе из него, займет положение 2'. Состояние воздуха, находящегося между сечениями 1' и 2, остается без изменений. Так как движение воздуха установившееся, то масса его m_{k1} , вошедшая в колесо за время Δt , равна массе воздуха вышедшего из колеса m_{k2} . Применим к воздуху, заключенному в колесе, теорему о моменте количества движения



6.9. К выводу уравнения Эйлера

«Производная по времени от момента количества движения массы всего воздуха, находящегося в колесе, относительно оси компрессора должна равняться моменту действующих внешних сил относительно той же оси».

Для получения производной возьмем момент количества движения воздуха, заключенного между сечениями 1'-2', вычтем из него момент количества движения воздуха, заключенного между сечениями 1-2 и полученную разность разделим на промежуток времени $\Delta\tau$

$$\frac{dM}{d\tau} = \lim_{\Delta\tau \rightarrow 0} \frac{M_{1'-2'} - M_{1-2}}{\Delta\tau}.$$

Так как состояние воздуха между сечениями 1' и 2 не изменилось, то

$$M_{1'-2'} - M_{1-2} = M_{2-2'} - M_{1-1'}.$$

Соответствующие моменты количества движения воздуха равны

$$M_{1-1'} = G_k c_{k1u} r_{k1}; \quad M_{2-2'} = G_k c_{k2u} r_{k2},$$

где $G_k = dm_k / dt$ - секундный расход воздуха через компрессор; $m_k = m_{k1} = m_{k2} = G_k \Delta t$ - масса воздуха в выделенном объеме; $G_k c_{k1u}$ и $G_k c_{k2u}$ - количества движения воздуха на входе в рабочее колесо и выходе из него.

К моментам внешних сил $M_k = M_e + M_r$ относятся: крутящий момент M_e , передаваемый колесу для сжатия воздуха, и момент M_r , от сил трения, возникающих на поверхности кожуха, окружающего колесо. Тогда для промежутка времени Δt

$$M_k - M_r = M_e = G_k (c_{k2u} r_{k2} - c_{k1u} r_{k1}). \quad (6.15)$$

Напомним, что $r_{k1} = \sqrt{(r_{k1p}^2 + r_{k0}^2)} / 2$ (см. рис. 6.1).

Полученная зависимость (6.15) носит название **уравнения Эйлера**. Это уравнение для расчета мощности на привод компрессора обычно не используется, но оно является основным при выводе расчетных формул. Умножив обе части уравнения (6.15) на угловую частоту вращения вала компрессора ω_k и разделив на расход воздуха G_k , получим

$$\frac{M_k \omega_k}{G_k} - \frac{M_r \omega_k}{G_k} = \frac{M_e \omega_k}{G_k} = \omega_k (c_{k2u} r_{k2} - c_{k1u} r_{k1}).$$

Так как $r\omega = u$, а $M\omega / G_k = L$, то

$$L_k = (c_{k2u} u_{k2} - c_{k1u} u_{k1}) + L_r, \quad (6.16)$$

где L_k , L_r - внешняя работа, подведенная к валу компрессора, и работа по преодолению сил трения, отнесенные к 1 кг воздуха (Дж/кг).

Выражение в скобках называют **Эйлеровской работой**. При отсутствии трения $L_r = 0$ и когда вся работа идет на адиабатное сжатие воздуха при $c_{k1u} = 0$, т. е. при отсутствии предварительной закрутки воздуха на входе удельная работа равна

$$L_{ke} = u_{k2} \cdot c_{k2u}. \quad (6.17)$$

Для упрощения расчета L_{ke} используют коэффициент циркуляции $\mu = c_{k2u} / u_{k2}$ (6.14), который для колес с радиальными лопатками с достаточной точностью определяется по формуле, предложенной П.К. Казанджаном

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \pi}{3 Z_k} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_{k1cp}}{D_{k2}}\right)^2}},$$

где Z_k - количество лопаток рабочего колеса. В выполненных конструкциях $Z_k = 12 \dots 23$. При $Z_k \rightarrow \infty$ $\mu \rightarrow 1$ (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Зависимость коэффициента циркуляции от количества лопаток

Z_k	4	7	10	14	16
μ	0,67	0,77	0,82	0,87	0,89

С учетом коэффициента циркуляции $L_{ke} = \mu \cdot u_{k2}^2$. (6.18)

Для определения работы на преодоление сил трения вводится понятие коэффициента дискового трения β_{kd} , представляющего отношение мощности трения на диске N_{kd} к теоретической мощности на сжатие воздуха

$$\beta_{kd} = \frac{N_{kd}}{(c_{k2u} u_{k2} - c_{k1u} u_{k1}) G_k}.$$

Работа, затрачиваемая на преодоление трения в диске колеса, превращается в теплоту, которая повышает температуру воздуха.

При расчете компрессоров предпочитают использование коэффициента $\alpha_{kw} = L_r / u_{k2}^2$, который учитывает затраты на преодоление трения и потери на перетекание. Для вычисления коэффициента α_{kw} Б.С. Стечкиным предложено уравнение

$$\alpha_{kw} = \frac{75 \beta \cdot g}{10^6 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\left(\frac{b_{k2}}{D_{k2}}\right) \cdot \left(\frac{c_{k2r}}{u_{k2}}\right)},$$

где (b_{k2}/D_{k2}) - относительная ширина лопатки на выходе из колеса;

- (c_{k2r}/u_{k2}) - отношение радиальной составляющей к окружной скорости на выходе из колеса; g - ускорение силы тяжести; β - коэффициент, для колес полуоткрытого типа $\beta = 3,5 \dots 5,0$.

На расчетном режиме работы компрессора коэффициент α_{kw} находится в пределах

$$\alpha_{kw} = 0,06..0,10. \text{ Тогда } L_r = \alpha_{kw} \cdot u_{k2}^2. \quad (6.19)$$

С учётом этого, работа на привод компрессора может быть рассчитана по уравнению

$$L_k = \mu u_{k2}^2 - c_{k1u} u_{k1} + \alpha_{kw} u_{k2}^2 = (\alpha_{kw} + \mu) u_{k2}^2 - c_{k1u} u_{k1}. \quad (6.20)$$

Попытки увеличить полезную работу сжатия за счет обратной закрутки воздуха перед колесом ($c_{k1u} < 0$) положительных результатов не дали из-за появления дополнительных потерь.

Величину u_{k2}^2 часто называют максимальной работой $L_{ke\max} = u_{k2}^2$, которую могло бы дать колесо, если бы не было трения и число лопаток было бы очень велико ($c_{k2u} = u_{k2}$, $\mu = 1$).

6.4.4. Параметры воздуха на выходе из колеса.

Зная работу, затрачиваемую на вращение колеса и работу, связанную с внутренними потерями (трение, перетекания) в нем, можно найти температуру и давление воздуха на выходе из колеса.

Уравнение баланса энергии воздуха между сечением 1'-1' (далее 1-1) на входе в колесо и сечением 2-2 на выходе из колеса, без учета теплообмена с внешней средой, имеет вид

$$C_p T_{k1} + \frac{c_{k1}^2}{2} + L_{ke} = C_p T_{k2} + \frac{c_{k2}^2}{2}. \quad (6.21)$$

При отсутствии предварительной закрутки $c_{k1u} = 0$ и $L_{ke} = (\mu + \alpha_{kw}) u_{k2}^2$, учитывая, что $c_{k2}^2 = c_{k2u}^2 + c_{k2r}^2 = \mu^2 u_{k2}^2 + c_{k2r}^2$ и $c_{k2r} \approx c_{k1}$, уравнение (6.21) примет вид

$$C_p (T_{k2} - T_{k1}) = C_p \Delta T_k = u_{k2}^2 \left(\mu + \alpha_{kw} - \frac{\mu^2}{2} \right), \text{ из которого определяется температура за колесом } T_{k2} = T_{k1} + \frac{u_{k2}^2}{C_p} \left(\alpha_{kw} + \mu - \frac{\mu^2}{2} \right). \quad (6.22)$$

Обычно $0,85 \leq \mu \leq 0,95$. Принимая $\mu = 0,9$, получим $\mu - \frac{\mu^2}{2} = 0,5$. Тогда

$$C_p \Delta T_k = \frac{k_k}{k_k - 1} R \Delta T_k = u_{k2}^2 (0,5 + \alpha_{kw}) \quad (6.23)$$

Для большего упрощения при $\alpha_{kw}=0,06..0,1$; $k_k=1.4$ и $R=287\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{град})$ получаем

$$\Delta\dot{O}_k = \frac{u_{k2}^2 (0,5 + \alpha_{kw})}{k_k / (k_k - 1) R} = 5,8 \left(\frac{u_{k2}}{100} \right)^2. \text{ Таким образом, при } u_{k2}=100 \text{ м/с подогрев воздуха в ко-}$$

лесе составляет $5,8^\circ \text{C}$.

Для определения давления на выходе с рабочего колеса p_2 необходимо определить показатель политропы, для чего используется уравнение

$$L_k = L_{e\text{pl}} \Big|_1^2 + \sum \Delta L_{ri} \Big|_1^2 + \frac{c_{k2}^2 - c_{k1}^2}{2}, \quad (6.24)$$

где $L_{k\text{pl}} \Big|_1^2 = \frac{k_{\text{pl}}}{k_{\text{pl}} - 1} RT_{k1} \left[\left(\frac{p_{k2}}{p_{k1}} \right)^{\frac{k_{\text{pl}}-1}{k_{\text{pl}}}} - 1 \right]$ - политропная работа сжатия воздуха в ком-

прессоре;

$\sum \Delta L_{ri} \Big|_1^2 = \Delta L_{r1} + \Delta L_{r2} + \Delta L_{r3}$ - суммарные потери работы при сжатии воздуха в компрессоре, которые состоят из:

$\Delta L_{r1} = \xi_1 w_{k1}^2 / 2$ - потерь на входе в рабочее колесо, где коэффициент ξ_1 при входе воздуха без удара принимают $\xi_1 = 0,1 \dots 0,2$;

$\Delta L_{r2} = \xi_{21} \frac{w_{k1}^2 - c_{k2r}^2}{2} + \xi_{22} \frac{w_{k1}^2}{2} \approx \xi_{21} \frac{u_{k1}^2}{2} + \xi_{22} \frac{w_{k1}^2}{2}$ - потерь при движении воздуха в рабочем колесе, где ξ_{21} коэффициент потерь при изменении скорости движения воздуха в колесе от w_{k1} до c_{k2r} , вследствие диффузорности канала, находится в пределах $\xi_{21} = 0,4 \dots 0,6$, а коэффициент потерь на поворот потока после входа в колесо $\xi_{22} = 0,2 \dots 0,4$;

$\Delta L_{r3} = \xi_3 c_{k2r}^2 / 2$ - потерь на трение при движении по каналу, где коэффициент принимается $\xi_3 = 0,1 \dots 0,2$.

При отсутствии трения $L_r = \sum \Delta L_{ri} = 0$, а если $c_{k1u} = 0$, то уравнение (6.20) принимает вид $L_{ke} = c_{k2u} u_{k2} = \mu u_{k2}^2$. Так как $c_{k2u}^2 = c_2^2 - c_{k2r}^2$, то приняв $c_{k2r} \approx c_{k1}$, получим $c_{k2u}^2 = c_2^2 - c_{k1}^2$. Учитывая, что $L_{ke}^2 = c_{k2u}^2 u_{k2}^2 = \mu^2 u_{k2}^4$, а $c_{k2}^2 - c_{k1}^2 = \mu^2 u_2^2$, уравнение (6.24) преобразуется к виду

$$\frac{k_{pl}}{k_{pl}-1} RT_{k1} \left[\left(\frac{p_{k2}}{p_{k1}} \right)^{\frac{k_{pl}-1}{k_{pl}}} - 1 \right] = \left(\mu - \frac{\mu^2}{2} \right) u_{k2}^2 - (\Delta L_{r1} + \Delta L_{r2} + \Delta L_{r3}) \quad (6.25)$$

Допустив приближенно, что $c_{k2r} \approx u_{k1}$, а $w_{k1} = c_{k2r} \sqrt{2}$, и подставив значения ΔL_{ri} , имеем

$$\Delta L_{r1} = 2\xi_1 \frac{c_{k2r}^2}{2}; \quad \Delta L_{r2} = (\xi_{21} + 2\xi_{22}) \frac{c_{k2r}^2}{2}; \quad \Delta L_{r3} = \xi_3 \frac{c_{k2r}^2}{2};$$

$$\Delta L_{r1} + \Delta L_{r2} + \Delta L_{r3} = \frac{c_{k2r}^2}{2} (2\xi_1 + \xi_{21} + 2\xi_{22} + \xi_3) = \xi_k \frac{c_{k2r}^2}{2}, \quad \text{где } \xi_k = 1 \dots 2.$$

Окончательно получим

$$u_{k2}^2 \left(\mu - \frac{\mu^2}{2} \right) - \xi_k \frac{c_{k2r}^2}{2} = \frac{k_{pl}}{k_{pl}-1} RT_{k1} \left[\left(\frac{p_{k2}}{p_{k1}} \right)^{\frac{k_{pl}-1}{k_{pl}}} - 1 \right]. \quad (6.26)$$

В выполненных конструкциях компрессоров $\mu - \frac{\mu^2}{2} \approx 0,5$, а отношение $\frac{c_{k2r}^2}{u_2^2} \approx 0,08$.

Разделив уравнение (6.26) на уравнение (6.23) получим

$$\frac{0,5 - 0,04\xi_k}{0,5 + \alpha_{kw}} = \frac{k_{pl}}{k_{pl}-1} \cdot \frac{k_k - 1}{k_k} = 0,7 \dots 0,85, \quad \text{откуда } k_{pl} = 1,5 \dots 1,7.$$

Определив значение показателя политропы сжатия воздуха в колесе k_{pl} , давление воздуха на выходе из рабочего колеса рассчитывается по уравнению

$$p_{k2} = p_{k1} \left(\frac{T_{k2}}{T_{k1}} \right)^{\frac{k_{pl}}{k_{pl}-1}}, \quad (6.27)$$

а затем плотность $\rho_{k2} = \frac{p_{k2}}{RT_{k2}}$ или $\rho_{k2} = \rho_{k1} \left(\frac{T_{k2}}{T_{k1}} \right)^{k_{pl}-1}$.

6.5. Движение воздуха в диффузорах

6.5.1. Безлопаточный диффузор

Воздух, выходящий из колеса компрессора, имеет высокую скорость, близкую к окружной. Направление абсолютной скорости на входе в безлопаточный диффузор

$$\alpha_2 = \arcsin(c_{k2r}/c_{k2})$$

В диффузоре кинетическая энергия его преобразуется в потенциальную энергию давления. Движение воздуха в диффузоре подобно движению воздуха в расширяющемся канале, в котором скорость уменьшается, а давление увеличивается.

Рассмотрим движение воздуха в щелевом (безлопаточном) диффузоре постоянной ширины, пренебрегая трением и изменением плотности воздуха (рис. 6.10).

Выделим бесконечно малую массу воздуха $a-b-c-d$, которая движется относительно центра колеса O на расстоянии r со скоростью c , которая изменяется от c_2 до c_3 . Проекции $c^2 = c_r^2 + c_u^2$. Силы гидродинамического давления, действующие на боковые грани $a-b$ и $c-d$ равны, а силы, действующие на грани $a-d$ и $b-c$, будут проходить через центр колеса O .

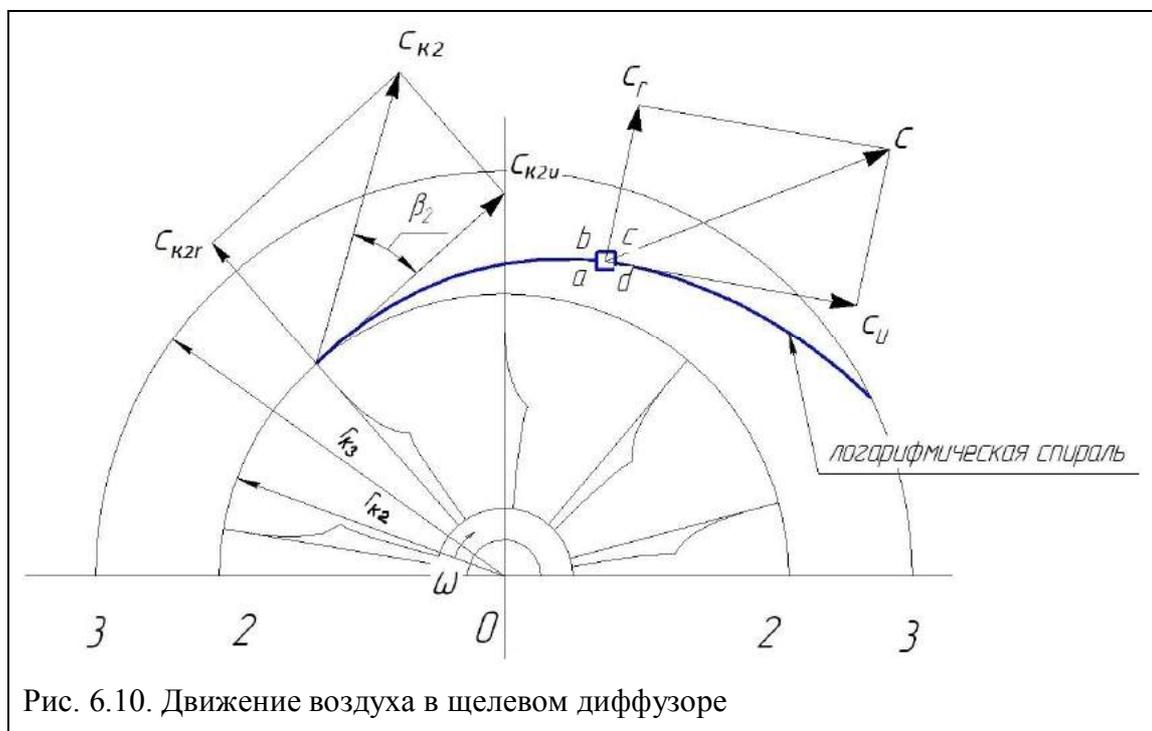


Рис. 6.10. Движение воздуха в щелевом диффузоре

Тогда, в соответствии с уравнением изменения момента количества движения, имеем $c_{k2u} r_{k2} = c_{k3u} r_{k3}$, т.е. $c_u r = const$. Из уравнения расхода воздуха $G_k = \rho 2\pi r b c_r = const$, где b - ширина грани на радиусе r , следует, что $c_{k2r} r_{k2} = c_{k3r} r_{k3} = const$. Таким образом, движение воздуха по щелевому диффузору определяется уравнениями $c_u r = const$; $c_r r = const$. Но тогда,

$$tg\beta = (c_r / c_u) = const,$$

т. е. траекторией движения частицы воздуха будет логарифмическая спираль (рис. 6.10).

В действительности, под влиянием сил трения, траектории частиц воздуха отклоняются в сторону больших углов β . Однако влияние трения в основном сказывается у стенки, а в центральной части воздушного потока силы трения невелики. Поэтому можно считать, что ядро потока будет двигаться по траектории, близкой к логарифмической спирали.

В соответствии с уравнением расхода воздуха через кольцевое сечение $G_k = 2\pi b_{k2} \rho_{k2} r_{k2} c_{k2} \sin \beta_2 = 2\pi b_{k3} \rho_{k3} r_{k3} c_{k3} \sin \beta_3$, изменение скорости в щелевом диффузоре при $b_{k3} = b_{k2}$ будет равно $\frac{c_{k2}}{c_{k3}} = \frac{r_{k3}}{r_{k2}} \frac{\sin \beta_3}{\sin \beta_2} \frac{\rho_{k3}}{\rho_{k2}}$. В случае $\beta_2 = \beta_3$ и $\rho_{k2} = \rho_{k3}$, по-

лучим $\frac{c_{k2}}{c_{k3}} = \frac{r_{k3}}{r_{k2}}$, т. е. уменьшение скорости воздуха зависит от отношения наружного радиуса к внутреннему радиусу диффузора. Из этого

следует, что за счет увеличения отношения r_{k3}/r_{k2} можно было бы преобразовать в работу сжатия максимальное количество кинетической энергии $(c_{k2}^2 - c_{k3}^2)/2$.

Однако этого не происходит, т.к. при увеличении длины диффузора возрастает работа трения. Увеличение же степени уширения диффузора за счет его ширины b_3 оказывается малоэффективным, т. к. поток в таком диффузоре склонен к отрыву от стенок. Поэтому щелевой диффузор выполняют обычно с параллельными или суживающимися (с углом $3...6^\circ$) стенками. Уменьшение скорости в щелевом диффузоре получают не более чем в 1,3...1,6 раза и для полезной работы сжатия используется 50...60% изменения кинетической энергии $(c_{k2}^2 - c_{k3}^2)/2$.

Ширина безлопаточного диффузора на входе $b_{k2} = b_{k2\bar{e}}(1 + \bar{\delta}_s)$, где $\bar{\delta}_s = \delta_s/b_{k2\bar{e}}$ - относительный зазор между корпусом и торцами лопаток колеса, а ширина на выходе $b_{k3} = (b_{k3}/b_{k2})b_{k2}$. При отсутствии лопаточного диффузора принимают $(b_{k3}/b_{k2}) = 0,78...0,9$, а при наличии его $(b_{k3}/b_{k2}) = 1$. Внешний диаметр безлопаточного

диффузора $D_{k3} = \frac{G_k}{\pi b_{k3} \sin \alpha_3 c_{k3} \rho_{k3}}$. Относительный диаметр принимается

$\bar{D}_{k3} = D_{k3}/D_{k2} = 1,6...1,8$. При наличии лопаточного диффузора $\bar{D}_{k3} = 1,05...1,20$. Плот-

ность воздуха $\rho_{k3} = \frac{3480 \cdot p_{k3}}{T_{k3}}$.

6.5.2. Лопаточный диффузор

Для повышения эффективности преобразования кинетической энергии в потенциальную наряду с безлопаточным диффузором применяют лопаточный диффузор. Он имеет лопатки, образующие криволинейные расширяющиеся каналы. (рис. 6.11).

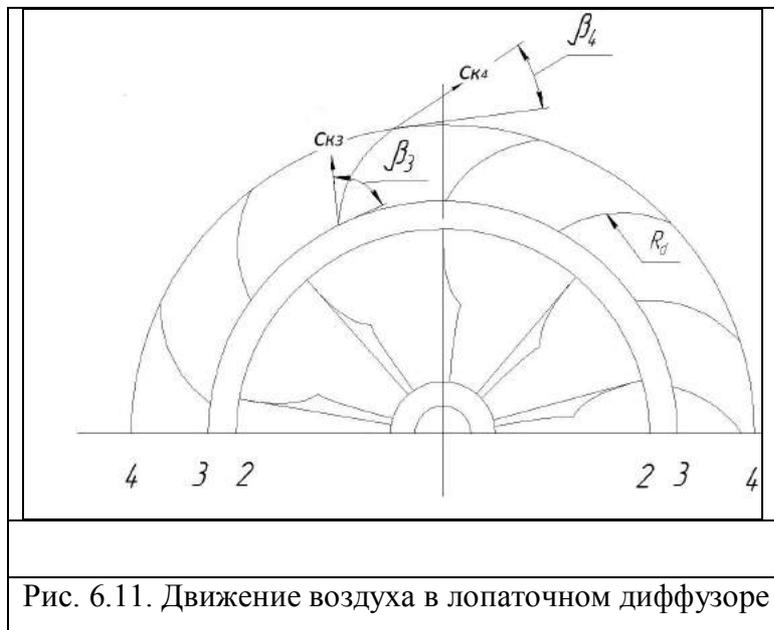


Рис. 6.11. Движение воздуха в лопаточном диффузоре

Применение лопаток имеет целью увеличить степень уширения диффузора за счет большого угла потока на выходе, а также сократить путь частиц воздуха и тем самым уменьшить потери на трение. Лопатки в диффузоре увеличивают угол β_4 и тем самым уменьшают скорость c_{k4} , а, следовательно, в меньших габаритах можно получить большее изменение кинетической энергии и

соответствующее увеличение давления.

Лопатки диффузора обычно делают очерченными по дугам окружности. Направление лопаток у передней кромки должно соответствовать направлению скорости c_{k3} набегающего на диффузор воздуха, чтобы получить безударный вход его на лопатки.

Для расчета радиуса дуг лопаток диффузора R_d В.И. Шорохиным предложена зависимость

$$R_d = \frac{D_{k3} 180 \cos \beta_3}{360 Z_d \theta},$$

где $Z_d = 13 \dots 35$ – число лопаток диффузора; $\theta = 8 \dots 10^\circ$ – угол раствора (расширения) канала в криволинейном диффузоре. Построив профиль лопаток, определяют угол β_4 , и находят скорость c_{k4} на выходе из диффузора. Изменение скорости в лопаточном диффузоре устанавливают в пределах $c_{k3} / c_{k4} = 2 \dots 3$.

Наружный диаметр лопаточного диффузора $D_{k4} = \bar{D}_{k4} D_{k3}$, где относительный диаметр принимают $\bar{D}_{k4} = 1,2 \dots 1,4$.

Преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию давления в лопаточном диффузоре происходит с меньшими потерями, чем в щелевом, только на расчет-

ном режиме. На других режимах потери в лопатках возрастают вследствие ударного входа воздуха.

6.5.3. Показатели состояния воздуха на выходе из диффузора

Температура воздуха на выходе из безлопаточного диффузора $T_{k3} = T_{k2} + \frac{c_{k2}^2 - c_{k3}^2}{2C_p}$, а при наличии лопаточного диффузора $T_{k4} = T_{k2} + \frac{c_{k2}^2 - c_{k4}^2}{2C_p}$, где

C_p - изобарная теплоёмкость.

Для расчета давления воздуха на выходе из диффузоров необходимо иметь значение показателя политропы сжатия (изменения состояния) в диффузорах k_{dpl} . Его определяют используя основное уравнение движения воздуха, устанавливающее равенство между кинетической энергией и суммой работ всех внешних и внутренних сил. В диффузорах энергия воздуху не сообщается. Считая, что теплообмен между воздухом в компрессоре и окружающей средой отсутствует, получим, что вся работа трения воздуха о стенки, превращается в теплоту, идущую на подогрев воздуха. Тогда для выхода из лопаточного диффузора можно записать равенство

$$\frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1} R(T_{k4} - T_{k2}) = \frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1} RT_{k2} \left[\left(\frac{p_{k4}}{p_{k2}} \right)^{\frac{k_{dpl}-1}{k_{dpl}}} - 1 \right]. \quad (6.28)$$

Для учета трения Б. С. Стечкиным предложена зависимость $\sum \Delta L_{dr} \Big|_2^4 = \xi_d \frac{c_{k2}^2 - c_{k4}^2}{2}$, где ξ_d - коэффициент сопротивления диффузоров. С учетом этого уравнение движения воздуха применительно к диффузорам можно записать в виде

$$(1 - \xi_d) \frac{c_{k2}^2 - c_{k4}^2}{2} = \frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1} RT_{k2} \left[\left(\frac{p_{k4}}{p_{k2}} \right)^{\frac{k_{dpl}-1}{k_{dpl}}} - 1 \right], \quad (6.29)$$

а значение показателя политропы в диффузорах вычислять по уравнению

$$\frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1} = \frac{k_k}{k_k - 1} (1 - \xi_d). \quad (6.30)$$

Коэффициент потерь в диффузоре принимается: $\xi_d = 0,33..0,45$ - для коротких безлопаточных диффузоров, $\xi_d = 0,22..0,35$ - для длинных и лопаточных диффузоров. При

указанных значениях коэффициента ξ_d показатель политропы находится в пределах $k_{dpl} = 1,8 \dots 2,1$.

Показатель процесса повышения давления воздуха в диффузорах можно определить также по зависимости

$$\frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1} = \frac{k_k}{k_k - 1} \eta_d,$$

где η_d – политропный КПД диффузора.

Для коротких безлопатоных диффузоров, предшествующих лопаточному, принимают $\eta_d = 0,55 \dots 0,67$, а для длинных безлопаточных диффузоров $\eta_d = 0,65 \dots 0,78$. Повышенные значения КПД соответствуют меньшим числам M_2 , большим относительным \bar{b}_{k3} и значениям угла α_2 до 35° , а также диффузорам, суженным до $\bar{b}_{k3} = b_{k3}/b_{k2} = 0,78 \dots 0,9$.

При наличии только безлопаточного диффузора давление на выходе из него вы-

числяют по уравнению

$$p_{k3} = p_{k2} \left(\frac{T_{k3}}{T_{k2}} \right)^{\frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1}}.$$

Для контроля за режимом течения воздуха (величиной абсолютной скорости) на каждом участке компрессора используется число $M = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$. Должно быть $M < 0,8$.

За лопаточным диффузором температура и давление воздуха вычисляются по уравнениям:

$$T_{k4} = T_{k3} + \frac{c_{k3}^2 - c_{k4}^2}{2C_p} \quad \text{и} \quad p_{k4} = p_{k3} \left(\frac{T_{k4}}{T_{k3}} \right)^{\frac{k_{dpl}}{k_{dpl} - 1}}.$$

Лопаточный диффузор выполняют шириной $b_{k4} = b_{k3}$ или со стенками, расходящимися под углом $\nu = 4 \dots 6^\circ$. Расширение диффузора в меридиональной плоскости особенно желательно, когда велика доля потерь трения (малые \bar{b}_2 , малые абсолютные размеры колеса). Для определения числа лопаток диффузора из условия оптимального относительного шага используют зависимость (см. рис. 6.11)

$$Z_d = (7 \dots 8) \frac{\bar{D}_{k4} + 1}{\bar{D}_{k4} - 1} \sin \frac{\beta_{\gamma3} + \beta_{\gamma4}}{2},$$

где $\beta_{\gamma3}, \beta_{\gamma4}$ - углы наклона лопаток на входе и выходе.

6.6. Воздухосборники (улитки).

Из диффузора центробежного компрессора воздух поступает в воздухосборник, выполняемый обычно в виде улитки с переменной по углу разворота площадью поперечного сечения (рис.6.12).



Рис. 6.12. Схема воздухосборника (улитки)

Форма сечений: грушевидная, круглая, квадратная, симметричная и несимметричная, наклоненная в сторону всасываемого патрубка компрессора или в противоположную сторону. Наибольший КПД имеет ступень с несимметричной круглой улиткой. При отсутствии лопаточного диффузора для торможения потока воздуха применяют симметричные улитки грушевидного сечения. При работе компрессора с таким диффузором на нерасчетном режиме возникает неравномерное в окрестном направлении поле давлений. При наличии лопаточного диффузора этого не происходит.

Изменение площади поперечного сечения улиток должно обеспечивать заданную скорость воздуха на входе во впускной трубопровод поршневого двигателя.

При проектировании улитки принимается, что через неё в сечении А-А, отстоящем от начала улитки на угол φ_{y1} , проходит количество воздуха равное

$G_\varphi = G_k \cdot \varphi_{y1} / (2\pi)$, а скорость воздуха изменяется по радиусу по тому же закону, что и в щелевом диффузоре, то есть $c_u r = const$. Значение $const$ можно определить на выходе

из диффузора $const = c_{k4u} r_{k4}$ или принять по величине средней скорости $c_{k5} = 100...140$ м/с на выходе из улитки при угле $\varphi_y = \pi$ (см. рис. 6.12). Плотность воздуха в улитке считают постоянной и равной ρ_{k4} . Тогда при средней скорости c_{k5} в выходном сечении

улитки объёмный расход воздуха равен

$$V_k = c_{k5} F_{k5}$$

Количество преобразованной кинетической энергии воздуха в потенциальную энергию давления в улитке определяется разностью удельной кинетической энергии потока на входе $c_{k4}^2 / 2$, выходе $c_{k5}^2 / 2$ и потерями в ней ΔL_y . Повышение напора равно

$\Delta L_5 = (c_{k4}^2 - c_k^2)/2 - \Delta L_y$, где скорость $c_k = c_{k5} = \frac{G_k}{(F_{k5} \rho_{k5})}$, площадь выходного сечения

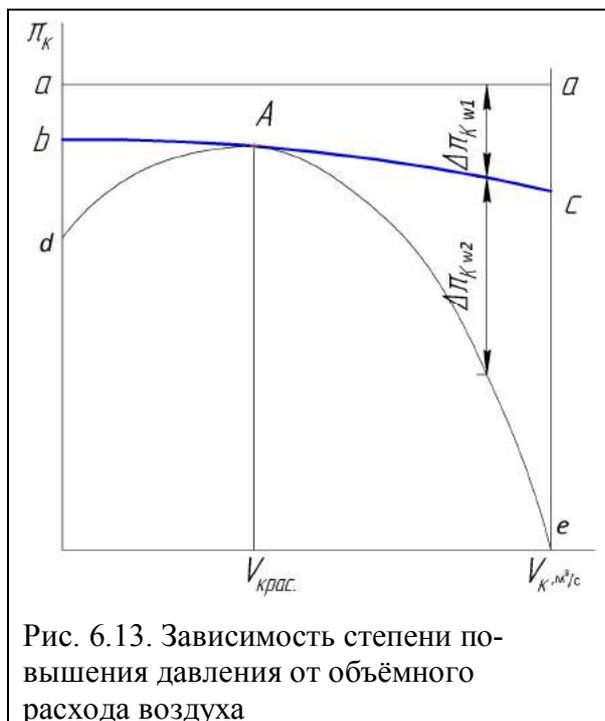
$F_{k5} = \frac{\pi D_{k5}^2}{4}$, а плотность воздуха принимается $\rho_{k5} \approx \rho_{k4}$.

Скорость c_k находится в диапазоне $c_k = (0,6...1,0)c_4$. Потери в улитке ΔL_y возникают вследствие внезапного расширения тракта (улитка – трубопровод) и трения. Снижение напора при этом составляет 2...4%, а КПД улитки находится в пределах $\eta_5 = 0,5...0,6$.

6.7. Характеристики компрессоров.

Основными величинами, характеризующими работу центробежного компрессора, являются степень повышения давления π_k и адиабатный КПД η_{kad} . Они изменяются в зависимости от расхода воздуха G_k , частоты вращения рабочего колеса n_{tk} , давления и температуры воздуха на входе в компрессор, т. е. от режима работы двигателя и параметров окружающей среды. Знание этих зависимостей является необходимым в первую очередь для определения мощности, затрачиваемой на вращение компрессора, при оценке режимов совместной работы турбины и компрессора в составе турбокомпрессора.

Характеристиками компрессора называются зависимости π_k и η_{kad} от параметров, определяющих режим его работы, т. е. от расхода воздуха G_k и частоты вращения рабочего колеса n_{tk} .



При отсутствии потерь энергии и неизменной частоте вращения колеса работа, подводимая к компрессору, расходовалась бы на сжатие воздуха и степень повышения давления π_k была бы одинаковой при любом объёмном расходе воздуха через компрессор V_k , т. е. зависимость $\pi_k = f(V_k)$ представляла бы прямую линию $a - a$ (рис. 6.13).

В действительности сжатие воздуха со-

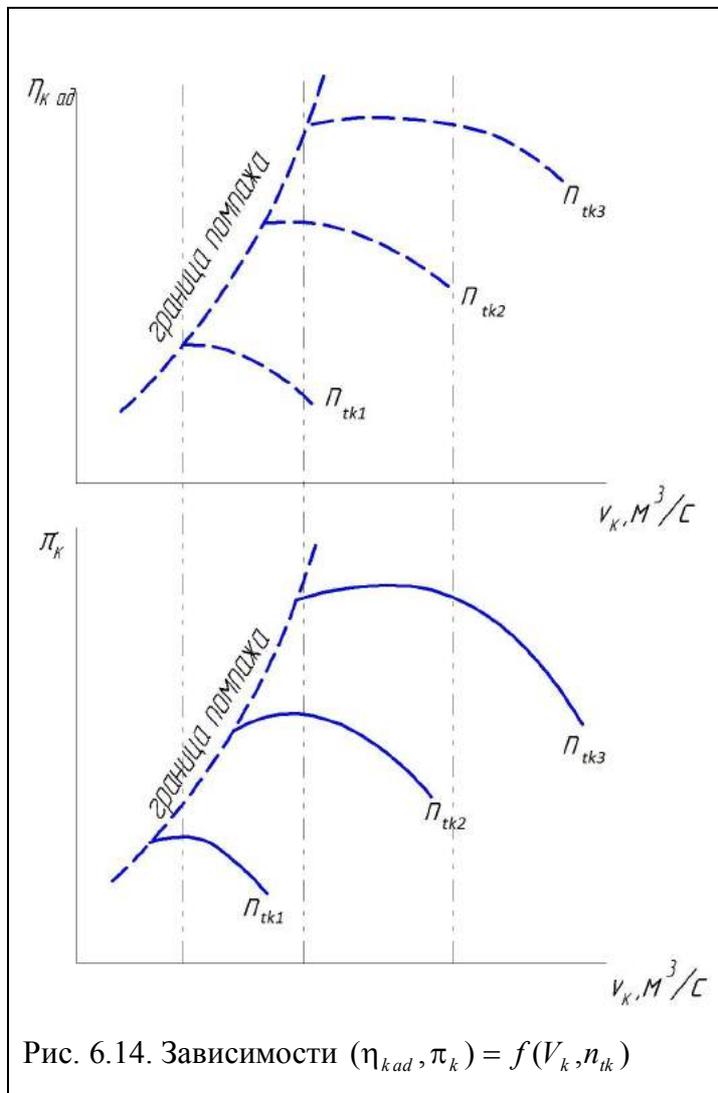
проводятся потерями напора на трение и удар. Потери напора на трение $\Delta\pi_{kw1}$ растут с увеличением расхода воздуха V_k . Уменьшение π_k от потерь на трение на рис. 6.13 отображается ординатами $\Delta\pi_{kw1}$ между линиями $a-a$ и $b-c$. Потери на удар связаны с отклонением направления относительной скорости W от расчетного значения. На расчетном режиме поток воздуха входит в каналы колеса и лопаточного диффузора безударно, поэтому потери на удар отсутствуют (точка А). На других режимах эти потери $\Delta\pi_{kw2}$ будут иметь место, вследствие чего π_k будет уменьшаться (кривая $d-e$).

Построив подобные характеристики для нескольких частот вращения колеса, получим совокупность зависимостей π_k от V_k для различных n_{tk} . Эта совокупность зависи-

мостей в сочетании с соответствующими графиками изменения η_{kad} (рис. 6.14) и представляет размерную характеристику компрессора.

С уменьшением расхода воздуха до определенной величины может наступить неустойчивая работа компрессора (помпаж), обусловленная срывом воздушного потока в проточных частях компрессора. Помпаж характеризуется периодическими колебаниями давления и скорости воздуха и сопровождается вибрацией компрессора, уменьшением КПД и давления наддува p_k .

Поскольку характеристику компрессора получают опытным путем, то она справедлива именно для тех параметров окружающей среды, при которых проводились испытания.



Для практического применения необходима универсальная характеристика компрессора, справедливая для любых условий. Универсальная характеристика центробежного компрессора (рис. 5.15) представляет зависимости $\pi_k, \eta_{k ad} = f(G_{k np}, n_{tk np})$.

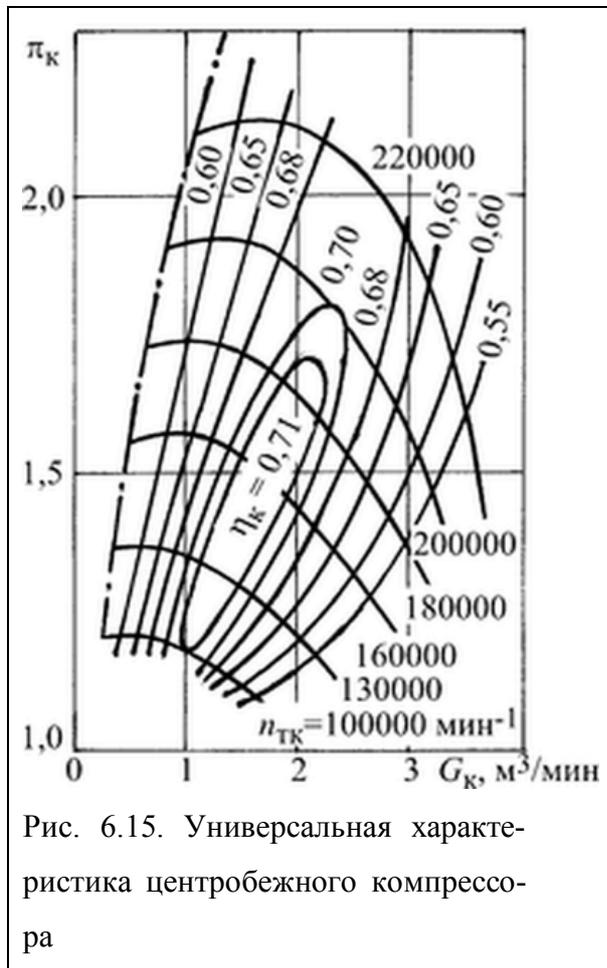


Рис. 6.15. Универсальная характеристика центробежного компрессора

Для приведения параметров к стандартным условиям используются уравнения:

- расхода воздуха
$$G_{k np} = G_k \frac{p_{0st}}{p_{k1}^*} \sqrt{\frac{T_{k1}^*}{T_{0st}}}$$
;

- частоты вращения колеса
$$n_{tk np} = n_{tk} \sqrt{\frac{T_{0st}}{T_{k1}^*}}$$
.

Начальные атмосферные условия p_{0st}, T_{0st} принимают в соответствии со стандартами на испытания турбокомпрессоров. Параметры заторможенного воздушного потока на входе в рабочее колесо p_{k1}^*, T_{k1}^* , в связи с малыми скоростями и потерями на входе, для турбокомпрессоров с консольным расположением колес обычно принимают $p_{k1}^* \approx p_o$ и $T_{k1}^* \approx T_o$, где p_o и T_o - параметры воздуха при испытании компрессора или принятые в расчетах.

В универсальной зависимости существует пропорциональность между приведенным расходом $G_{k np}$ и величиной $\frac{V_k}{\sqrt{T_{k1}^*}}$, а также между $\frac{V_k}{\sqrt{T_{k1}^*}}$ и отношением $\frac{c_{k1}}{\sqrt{T_{k1}^*}}$, которое, в свою очередь, пропорционально числу Маха $M_1 = \frac{c_{k1}}{\sqrt{k_k RT_{k1}^*}}$. Величина частоты

$n_{tk np}$ пропорциональна отношению $\frac{u_{k2}}{\sqrt{T_{k1}^*}}$ для конкретного компрессора, которое пропорционально соответствующему числу Маха, подсчитанному по окружной скорости на наружном диаметре колеса.

Параметры на универсальной характеристике компрессора, как правило, связаны с наддувом двигателей определённой размерности и быстроходности.

7. ТУРБИНЫ АГРЕГАТОВ НАДДУВА

7.1. Типы турбин в агрегатах наддува

В агрегате наддува турбина служит для привода компрессора, подающего воздух в двигатель. Термодинамические процессы в турбине позволяют реализовать большие расходы рабочего тела при сравнительно небольших размерах проходных сечений проточной части решёток турбины.

В турбокомпрессорах для наддува поршневых двигателей применяют турбины: осевые (рис. 7.1а), центростремительные (радиально- осевые) (рис. 7.1б) и диагональные (рис. 7.1в). Основными элементами турбин являются: газоподводящее устройство (ГПУ); сопловой аппарат (СА); рабочее колесо (РК); газоотводящее устройство (ГОУ).

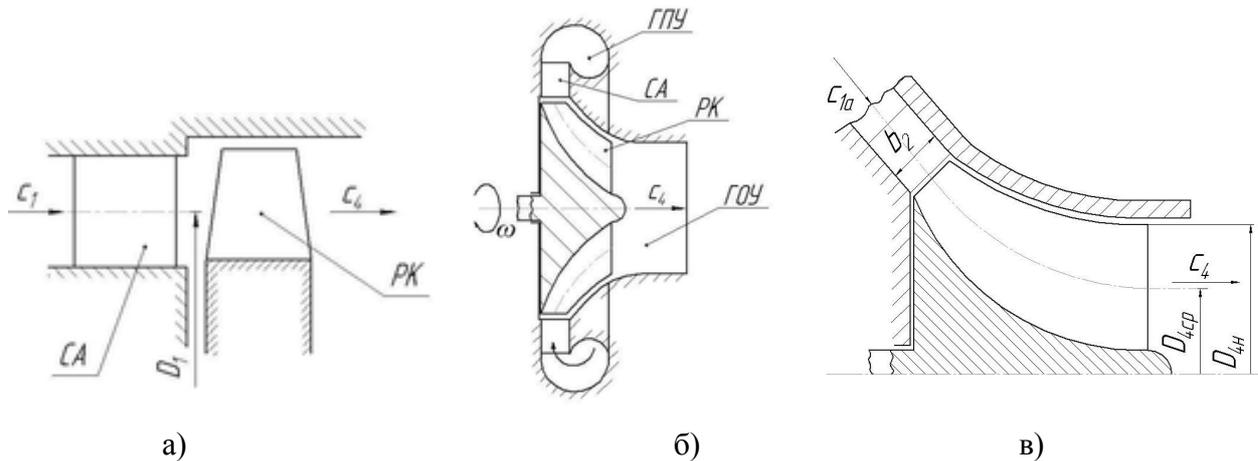


Рис. 7.1. Типы турбин в турбокомпрессорах

Общая конфигурация турбокомпрессора с диагональной турбиной мало отличается от турбокомпрессора с радиально-осевой турбиной. Основное различие имеет место в конструкции рабочего колеса. Наружный диаметр РК турбины на входе имеет переменный характер, так как лопатки выполнены наклонными. В результате поток газа входит на рабочее колесо под углом к оси вращения ротора. Такая конструкция позволяет уменьшить диаметр РК, а следовательно, и массу турбокомпрессора (на 20 – 25%). Главным недостатком турбокомпрессора считается сложность осуществления частичного подвода газа к рабочему колесу (двухзаходные турбины).

Область применения осевых и радиально-осевых турбин оценивают с помощью коэффициента быстроходности

$$\eta_s = \frac{n_{tk} \sqrt{V_k}}{\sqrt[4]{L_{tad}^3}},$$

где n_k - частота вращения ротора турбокомпрессора, c^{-1} ; V_k - объемный расход газа, m^3/c ; L_{tad} - адиабатный теплоперепад в турбине (удельная работа расширения газа), Дж/кг.

При $\eta_s = 0,09 \dots 0,15$ – применяют осевые, а при $\eta_s = 0,06 \dots 0,12$ – радиально-осевые турбины. Однако этот коэффициент не позволяет осуществить четкое разграничение, так как существует общая зона $\eta_s = 0,09 \dots 0,12$. Осевые турбины обычно применяют при диаметре рабочего колеса больше 180 мм, а радиально-осевые до 230 мм.

В агрегатах наддува для двигателей относительно малой мощности при низких расходах газа радиально-осевая турбина, по сравнению с осевой, имеет следующие преимущества:

- более высокий КПД, так как меньше потери при малых расходах газа за счет меньших концевых потерь и утечек через радиальные зазоры;
- простота изготовления рабочего колеса и удобство компоновки в одном агрегате с центробежным компрессором;
- больше возможностей для осуществления регулирования наддува.

К недостаткам следует отнести:

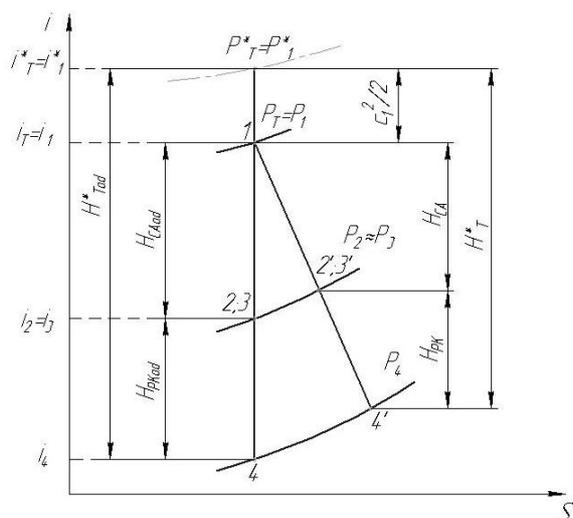
- повышенная чувствительность к попаданию посторонних частиц;
- большой момент инерции ротора;
- возможное на отдельных режимах неустойчивое течение газа в РК, ведущее к повышению вибрационных напряжений в рабочих лопатках.

7.2. Процессы в турбине. Основные понятия и показатели

Рассмотрим процессы, протекающие в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины, по диаграмме в координатах i - S (рис. 7.2). Перед входом в СА (а при отсутствии его – перед улиткой) газы имеют скорость c_{t1} и соответственно удельную кинетическую энергию $c_{t1}^2 / 2$. Состояние газа характеризуют параметры:

- статические: энтальпия $i_{t1} = i_t$, давление $p_{t1} = p_t$, температура $T_{t1} = T_t$;
- заторможенного потока, соответственно: i_t^* , p_t^* , T_t^* .

На выходе с РК скорость c_{t4} и энергия $c_{t4}^2 / 2$, а параметры состояния газа в конце расширения статические (и заторможенного потока): энтальпия $i_{t4}(i_{t4}^*)$, давление $p_{t4}(p_{t4}^*)$, температура $T_{t4}(T_{t4}^*)$.



7.2. Диаграмма процессов расширения газа в турбине

При адиабатном расширении газа в СА (или улитке) и РК турбины его состояние изменяется по прямой линии 1–4, а по параметрам заторможенного потока по линии 1*–4*.

В механическую энергию преобразуется удельное количество тепловой энергии (располагаемого теплоперепада):

- по статическим параметрам

$$L_{tad} = i_{t1} - i_{t4} = (C_p)_t (T_{t1} - T_{t4});$$

- по параметрам заторможенного потока

$$L_{tad}^* = i_t^* - i_{t4}^* = (C_p)_t (T_t^* - T_{t4}^*) = L_{tad} + \frac{c_{t1}^2 - c_{t4}^2}{2}.$$

После преобразований получим соответствующие уравнения для удельной потенциальной и кинетической энергии эквивалентной теплоперепаду, Дж/кг:

$$L_{tad} = \frac{k_t}{k_t - 1} R T_{t1} \left[1 - \left(\frac{p_{t4}}{p_{t1}} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right]; \quad (7.1)$$

$$L_{tad}^* = \frac{k_t}{k_t - 1} R T_t^* \left[1 - \left(\frac{p_{t4}}{p_t^*} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right], \quad (7.2)$$

где $(C_p)_t$ - изобарная теплоёмкость газа; k_t , R - показатель адиабаты расширения газа в турбине и газовая постоянная.

Таким образом, в СА и РК турбины потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию потока газа, а затем на лопатках РК в механическую энергию на валу ротора турбины, эквивалентную адиабатному теплоперепаду L_{tad} .

В политропном процессе удельная работа расширения газа, например по статическим параметрам, определяется по уравнению

$$L_{tpl} = \frac{k_{tpl}}{k_{tpl} - 1} R T_{t1} \left[1 - \left(\frac{p_{t4}}{p_{t1}} \right)^{\frac{k_{tpl} - 1}{k_{tpl}}} \right]. \quad (7.3)$$

Соотношение между показателем адиабаты k_t и показателем политропы $k_{t,pl}$ устанавливает зависимость $\eta_{t,pl} = k_t / (k_t - 1) / \{k_{t,pl} / (k_{t,pl} - 1)\}$, где политропный коэффициент $\eta_{t,pl} = 0,88...0,92$.

Конструктивные и эксплуатационные качества турбины характеризуют: степень понижения давления газа, степень реактивности, коэффициент напора, пропускная способность, мощность, КПД и др. показатели.

Отношения давлений $\pi_t^* = \frac{p_t}{p_{t4}^*} = \frac{p_{t1}}{p_{t4}^*}$ и $\pi_t = \frac{p_{t1}}{p_{t4}}$ называются **степенью понижения давления газа в турбине**.

Располагаемый теплоперепад L_{tad} при расширении газа может срабатываться (преобразовываться в кинетическую энергию) или только в сопловом аппарате L_{tCA} , или в СА и на лопатках рабочего колеса L_{tPK}

$$L_{tad} = L_{tCA} + L_{tPK} .$$

В зависимости от этого различают активные и реактивные турбины.

Активные – это турбины, в которых расширение газа происходит только в сопловом аппарате. **Реактивные** – это турбины, в которых расширение газа происходит в СА и РК.

Степенью реактивности турбины называется отношение $\rho_p = L_{tPK} / L_{tad}$.

В осевых турбинах $\rho_p = 0,3...0,5$, а в радиально-осевых $\rho_p = 0,45...0,55$.

В турбокомпрессорах применяют только реактивные турбины, что объясняется их лучшей приспособленностью к работе двигателя на переменных режимах.

Теоретическая скорость движения газа, которую может обеспечить теплоперепад $L_{tCA} = L_{tad}$, определяется по уравнению $c_{t3 \max} \approx c_{t2 \max} = \sqrt{2 L_{tad}}$.

Параметры заторможенного потока на входе в турбину могут вычисляться по урав-

нениям
$$p_t^* = p_t \left(1 + \frac{k_t - 1}{2} M_t^2 \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}} ; \quad T_t^* = T_t \left(1 + \frac{k_t - 1}{2} M_t^2 \right),$$

где $M_t = \frac{c_{ta}}{a_t}$ - критерий Маха равный отношению скорости газа перед турбиной c_{ta} к местной скорости звука в газовом потоке $a_t = \sqrt{k_t R T_t}$.

Коэффициент напора $\bar{I}_t = \frac{2L_{tad}}{u_{t3}^2}$ характеризуют возможности турбины по использованию энергии газа. Здесь u_{t3} - окружная скорость на наружном диаметре рабочего колеса турбины.

Важными показателями турбины являются её пропускная способность μF и коэффициент полезного действия η_t .

Пропускная способность турбины μF_t характеризует гидравлическое сопротивление, вносимое в систему выпуска двигателя турбиной. Она вычисляется по результатам испытаний турбины по уравнению

$$\mu F_t = \frac{G_t}{\rho_{t4} \sqrt{2L_t}}, \quad (7.4)$$

где G_t - расход газа, а $\rho_{t4} = p_{t4} / (RT_{t4})$ - плотность газа на выходе из турбины.

Пропускная способность турбины представляет собой эффективное сечение отверстия, гидравлическое сопротивление которого равно суммарному сопротивлению СА и проточной части РК.

КПД турбины характеризует эффективность преобразования в ней тепловой энергии в механическую.

Адиабатный КПД турбины, оценивающий совершенство процессов расширения газа в СА и РК, определяется по уравнению

$$\eta_{tad} = 1 - \frac{\Delta L_{CA} + \Delta L_{PK} + \Delta L_c + \Delta L_d + \Delta L_{YT}}{L_{tad}}, \quad (7.5)$$

где ΔL_{CA} - потери энергии в СА, оцениваемые уменьшением кинетической энергии газа на выходе из СА при действительном перепаде давлений; ΔL_{PK} - потери при входе газа в межлопаточный канал РК; ΔL_c - потери кинетической энергии с выходной скоростью c_{t4} ; ΔL_d - потери на трение диска; ΔL_{YT} - потери из-за утечек рабочего тела через уплотнения.

Эффективный КПД учитывает дополнительно механические потери в турбине

$\eta_t = \eta_{tad} \eta_{tm}$, где механический КПД $\eta_{tm} = 0,85 \dots 0,92$.

Мощность турбины рассчитывается по уравнению $N_t = G_t L_t \eta_t$. (7.6)

7.3. Осевые турбины

Схема осевой турбины и планы скоростей газа приведены на рис. 7.3 (фрагмент).

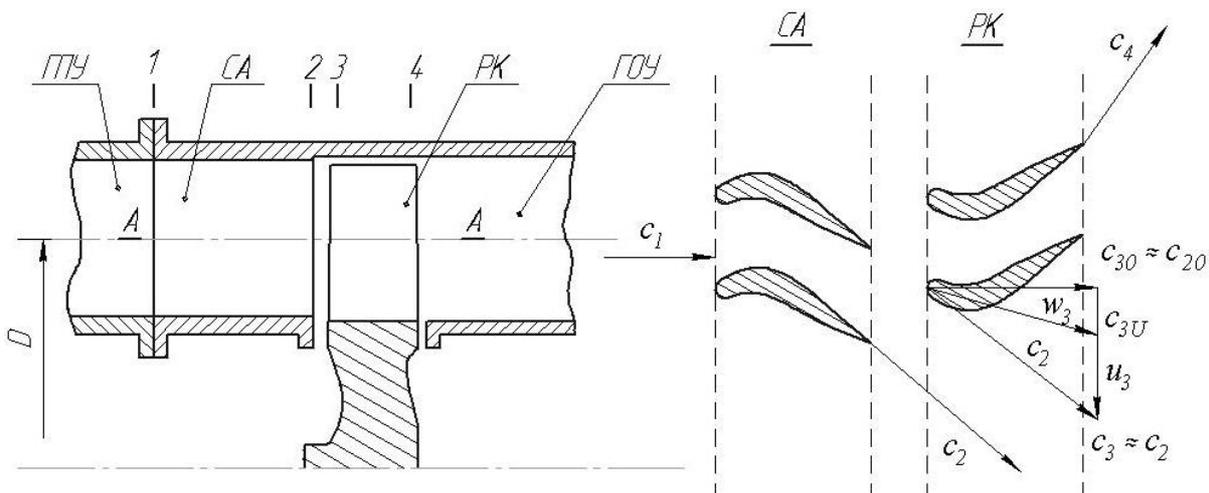


Рис. 7.3. Схема осевой турбины

Газ, имеющий запас тепловой энергии, соответствующий теплоперепаду L_t , через входное газоподводящее устройство (ГПУ) поступает на лопатки соплового аппарата (СА) с абсолютной скоростью c_{11} . В межлопаточных каналах СА потенциальная энергия давления газа преобразуется (обычно частично) в кинетическую энергию. При этом срабатывается теплоперепад L_{tCA} , давление и температура газа снижаются, соответственно увеличивается скорость потока газа на выходе до значения $c_{12} = \sqrt{2L_{tCA}}$.

На лопатки рабочего колеса (РК) турбины газ поступает с абсолютной скоростью $c_{13} \approx c_{12}$ и относительной w_{13} . Из плана скоростей следует $\vec{c}_{13} = \vec{u}_{13} + \vec{w}_{13}$, где \vec{u}_{13} - вектор окружной скорости на среднем диаметре D_{13} рабочего колеса турбины. Проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости c_{13u} всегда больше окружной скорости u_{13} .

В межлопаточных каналах РК происходит дальнейшее уменьшение температуры и давления газа. При этом срабатывается теплоперепад L_{tPK} . Поворот газового потока в межлопаточном канале РК создает центробежную силу, которая действует на лопатки. Такое воздействие потока на лопатки РК называется *активным*. Кроме того, при расширении потока газа в межлопаточном канале, вследствие различия скоростей газа на выпуклой и обратной поверхностях лопаток, возникает дополнительная сила, действующая на лопатки РК. Выход газа из рабочего колеса со скоростью c_{14} создаёт воздействие, которое называется *реактивным*. Оба воздействия потока и создают крутящий момент на валу турбины.

Оптимальное соотношение средних диаметров турбины D_{i3} и центробежного компрессора D_{k2} в выполненных конструкциях турбокомпрессоров находится в пределах $D_{i3} / D_{k2} = 1,0..1,1$.

7.4. Радиально-осевые турбины

Схема радиально-осевой турбины (РОТ) приведена на рис. 7.4. Выпускные газы из поршневого двигателя поступают во входную улитку (ГПУ), обеспечивающую равномерный подвод газа к сопловому аппарату или, при отсутствии его, к колесу турбины.

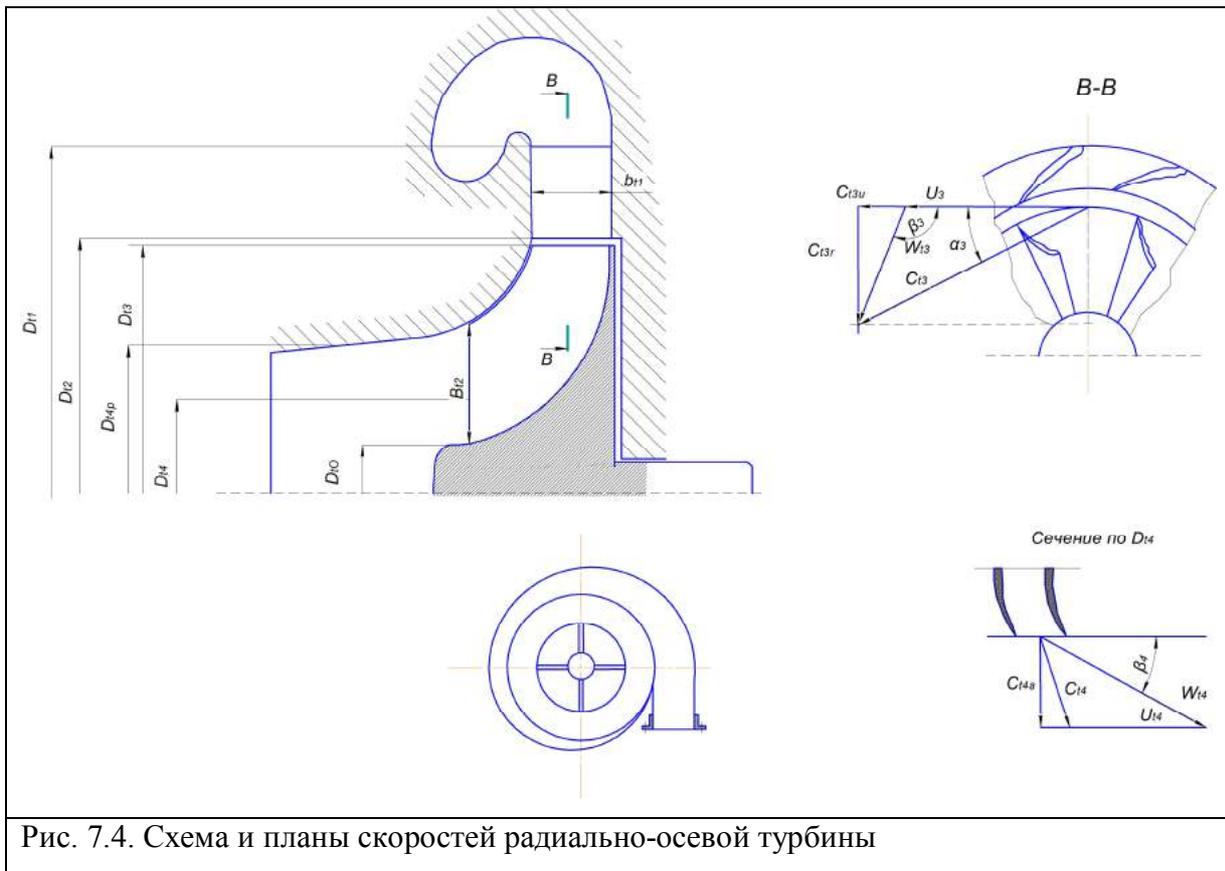


Рис. 7.4. Схема и планы скоростей радиально-осевой турбины

В СА скорость газа увеличивается от c_{i1} до c_{i2} , а давление понижается от p_{i1} до p_{i2} . В межлопаточных каналах рабочего колеса происходит преобразование энергии газов в механическую энергию на валу турбины. Давление газа снижается от p_{i3} на входе до p_{i4} на выходе из колеса.

Геометрические размеры турбины принимаются обычно по статистическим соотношениям. Оптимальное соотношение наружных диаметров турбины D_{i3} и компрессора

D_{k2} в выполненных конструкциях турбокомпрессоров находится в пределах $D_{t3} / D_{k2} = 0,85...0,95$.

Диаметры соплового аппарата назначаются на основе опытных зависимостей: наружный $D_{t1} = \bar{D}_{t1} \cdot D_{t3}$; внутренний $D_{t2} = \bar{D}_{t2} \cdot D_{t3}$.

Относительные диаметры СА находятся в пределах: $\bar{D}_{t1} = 1,35...1,50$, а $\bar{D}_{t2} = 1,05...1,10$. Меньшие значения принимаются при улиточном подводе газа, большие - для переменного давления газа перед турбиной.

Относительные диаметры РК на выходе по опытным данным принимаются в пределах: наружный $\bar{D}_{t4p} = 0,70...0,85$, а втулочный $\bar{D}_{t10} = 0,25...0,32$. Тогда диаметры РК на выходе равны: наружный $D_{t4p} = \bar{D}_{t4p} \cdot D_{t3}$ и втулочный $D_{t10} = \bar{D}_{t10} \cdot D_{t3}$.

Средний диаметр на выходе из колеса $D_{t4} = \sqrt{(D_{t4p}^2 + D_{t10}^2) / 2}$, а площадь сечения на выходе $F_{t4} = \frac{\pi}{4} (D_{t4p}^2 - D_{t10}^2)$. (7.7)

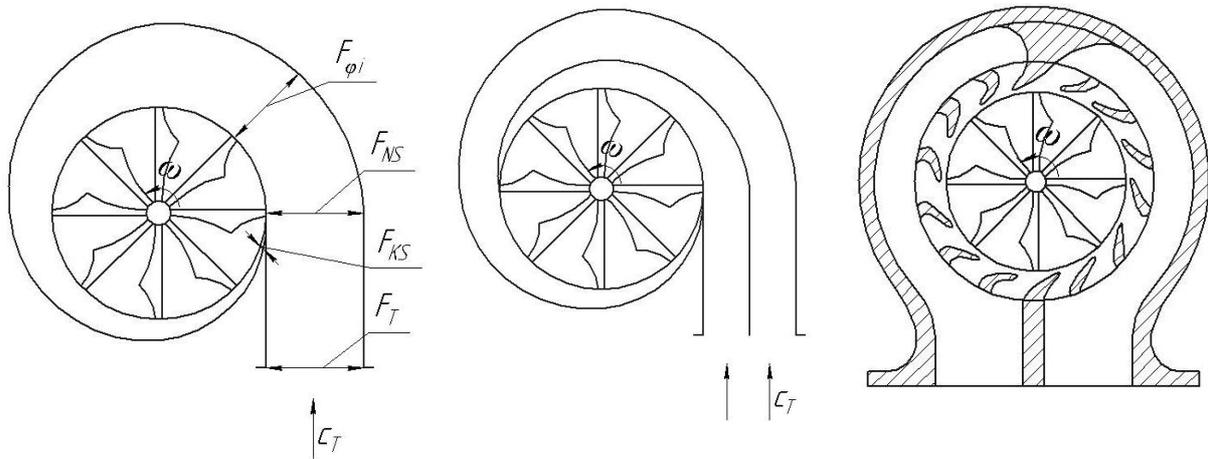
Температура газов перед турбиной T_t устанавливается с учетом свойств материала, из которого изготовлены детали турбины. Из условий обеспечения её длительной работы в отечественных турбокомпрессорах T_t не должна превышать:

- 650°C (923 К) на судовых и стационарных двигателях;
- 730°C (1003 К) на автомобильных и тракторных.

7.4.1. Газоподводящее устройство

Конструкция газоподводящего устройства (ГПУ) или входной улитки зависит от компоновки агрегата наддува на двигателе, системы наддува, количества каналов подвода выпускных газов к турбине и типа турбокомпрессора. Для обеспечения высоких КПД в турбокомпрессорах с радиально-осевой турбиной применяют улиточный подвод газа. Это позволяет лучше использовать кинетическую энергию газа, входящего в ТКР, которая составляет 8-12 % от теплоперепада, срабатываемого в турбине. Как показали результаты испытаний, потери в корпусе турбины зависят от диффузорности каналов, их кривизны и длины. Поэтому желательно, чтобы площадь на входе в СА F_{tCA} была не больше суммарной площади проводящих каналов на входе в корпус турбины F_t , а средняя линия канала имела бы минимальную кривизну. В этом случае кинетическая энергия газа на входе в

турбину может быть использована с минимальными потерями в СА, а при отсутствии его в рабочем колесе.



а)	б)	в)
Рис. 7.5. Схемы улиточного подвода газа к РК (СА): а) – однозаходная; б) – двухзаходная; в) – двухзаходная с противоположным подводом газа к лопаткам СА.		

Площадь сечения канала на входе в корпус турбины F_T должна быть примерно равной площади выходного сечения канала выпускной трубы F_p , подводящей газ к турбине. При улиточном подводе газа изменение площади сечения по длине канала должно обеспечивать равномерный подвод газа по периметру РК (или СА). В однозаходной улитке (рис. 7.5,а) площадь сечения канала на входе в улитку (спираль) F_{y1} принимают равной $F_{y1} = K_{y1} F_T$, где коэффициент $K_{y1} = 0,9...1,1$. Минимальное сечение улитки $F_{y2} = K_{y2} F_{y1}$, где коэффициент принимают равным $K_{y2} = 0,1...0,2$.

Площадь текущего поперечного сечения по длине улитки $F_{y\phi}$ определяют по уравнению

$$F_{y\phi} = F_{y2} + (K_{y1} F_T - F_{y2}) \left(1 - \frac{\phi_i}{360}\right) = K_{y1} F_T \left[K_{y2} + (1 - K_{y2}) \left(1 - \frac{\phi_i}{360}\right) \right],$$

где ϕ_i - текущий угол по периметру колеса (в однозаходной улитке от 0 до 360°).

Давление газа на выходе из ГПУ, то есть на входе в СА или РК $p_{t1} = p_t - \rho_t c_{t1}^2 / 2$, а температура $T_{t1} = T_t - c_{t1}^2 / [2(C_p)_p]$, где $\rho_t, (C_p)_p$ - плотность и изобарная теплоёмкость газа на входе в турбину. Средняя скорость газа на входе в сопловой аппарат (улитку) обычно составляет $\tilde{n}_{t1} = 50...70$ м/с.

7.4.2. Сопловой аппарат

Сопловой аппарат турбины служит для преобразования потенциальной энергии газа в кинетическую и подвода его к РК в наивыгоднейшем направлении. При отсутствии потерь теоретическая скорость адиабатного истечения из СА

$$c_{t2ad} = \sqrt{2L_{tCA} + c_{t1}^2} = \sqrt{2L_{tad}(1 - \rho_p) + c_{t1}^2}, \quad (7.9)$$

где ρ_p - степень реактивности турбины.

Действительная скорость истечения газа из соплового аппарата при наличии сопротивлений будет меньше $c_{t2} = \varphi_{ca} c_{t2ad}$.

Коэффициент скорости φ_{ca} , учитывающий потери в сопловом аппарате, зависит от размеров и формы профиля лопаток, чистоты рабочих поверхностей и других факторов. Для турбин большого размера $\varphi_{ca} = 0,97...0,98$. Для радиально-осевых турбин с диаметром колеса менее 280 мм (в том числе и улиточном подводе газа к РК), а также относительно малом размере осевых турбин, при диаметре рабочего колеса 80...180 мм, коэффициент находится в пределах $\varphi_{ca} = 0,93...0,95$.

При заданной степени реактивности турбины по величине L_{tCA} определяют адиабатный и относительный перепад температур

$$\Delta T_{tCA} = L_{tCA} / [k_t R / (k_t - 1)]; \quad \frac{\Delta T_{tCA}}{T_t} = \frac{\Delta T_{tCA}}{T_t}.$$

Температура газа на выходе из соплового аппарата:

$$\text{- статическая } T_{t2} = T_{t1} - \frac{c_{t2}^2 - c_{t1}^2}{2(C_p)_p};$$

$$\text{- заторможенного потока } T_{t2}^* = T_{t2} + \frac{c_{t2}^2}{2(C_p)_p}.$$

Число Маха, характеризующее режим течения газа на выходе из СА $M_{t2} = \frac{c_{t2}}{\sqrt{k_t RT_{t2}^*}}$.

Если значение M_{t2} меньше единицы, то характер течения газа дозвуковой, и в соответствии с этим выбирается профиль лопаток. Характер течения газа может определяться также

по приведенной скорости $\lambda_{t2} = \frac{c_{t2}}{c_{tkp}}$, где критическая скорость $c_{tkp} = \sqrt{2 \frac{k_t}{k_t + 1} RT_{t2}^*}$

Между числом M_{t2} и λ_{t2} существует связь:

$$\lambda_{t2}^2 = \frac{(k_t + 1)M_{t2}^2}{2} \quad \text{или} \quad M_{t2}^2 = \frac{2\lambda_{t2}^2}{(k_t + 1)}.$$

Давление газа на выходе из соплового аппарата при политропном процессе расширения

$$p_{t2} = p_{t1} \left(\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \right)^{\frac{k_{t\text{пл}}}{k_t - 1}}.$$

Для вычисления показателя политропы расширения газа в сопловом аппарате используется зависимость

$$\frac{k_{\text{тпл}}}{k_{\text{тпл}} - 1} \approx \frac{k_t}{k_t - 1} + \frac{\Delta L_{\text{тСА}}}{R(T_{t1} - T_{t2})}, \quad (7.10)$$

где потеря энергии в сопловом аппарате $\Delta L_{\text{тСА}} = \left(\frac{1}{\Phi_{\text{са}}^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_{t2}^2}{2}$. (7.11)

Степень понижения давления газа в СА $\pi_{\text{СА}} = \frac{p_t}{p_{t2}} = \frac{p_{t1}}{p_{t2}} = \frac{1}{(1 - \frac{\Delta T_{\text{тСА}}}{T_{t1}})^{\frac{k_t}{k_t - 1}}}$. (7.12)

Рекомендуемое число сопловых лопаток $Z_{t1} = 14 \dots 20$.

Ширина проточной части соплового аппарата (длина лопаток) $b_{t2} = \frac{G_t}{\rho_{t2} \pi D_{t3} c_{t2r}}$.

Отношение ширины соплового аппарата к диаметру колеса турбины b_{t2} / D_{t3} в выполненных конструкциях находится в пределах:

- для радиально-осевых турбин $b_{t2} / D_{t3} = 0,07 \dots 0,14$;
- для осевых турбин $b_{t2} / D_{t3} = 0,16 \dots 0,25$.

Радиальная составляющая абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата $c_{t2r} = c_{t2} \sin \alpha_2$, где угол выхода газового потока из соплового аппарата находится в пределах $\alpha_2 = 15 \dots 30^\circ$. При расчете радиально-осевых турбин рекомендуется принимать $\alpha_2 = 15^\circ \dots 26^\circ$. Выход угла α_2 за эти пределы приводит к увеличению потерь энергии и снижению КПД турбины. При расчётах радиальная проекция скорости ориентировочно принимается $c_{t2r} = 120 \dots 150$ м/с.

7.4.3. Рабочее колесо

Из плана скоростей газа на входе в рабочее колесо (рис.7.4) следует векторное уравнение $\bar{c}_{t3} = \bar{u}_{t3} + \bar{w}_{t3}$. Абсолютная скорость c_{t3} на входе в РК, в виду малости зазора между СА и РК, практически равна скорости выхода из СА $c_{t3} \approx c_{t2}$.

Окружная скорость рабочего колеса турбины $u_{t3} = \pi D_{t3} n_{tk} / 60$, где n_{tk} - частота вращения вала турбокомпрессора.

Относительная скорость потока газа на входе в рабочее колесо

$$w_{t3} = \sqrt{c_{t3}^2 + u_{t3}^2 - 2u_{t3}c_{t3} \cos \alpha_3}, \quad (7.13)$$

где угол между направлениями окружной и абсолютной скоростями (угол входа потока на рабочее колесо $\alpha_3 = \arcsin(c_{t3r} / c_{t3})$).

Для исключения обратных токов и снижения гидравлических потерь радиальная скорость на входе в рабочее колесо c_{t3r} должна быть несколько меньше осевой скорости на

выходе из рабочего колеса c_{t4a} , которая равна $c_{t4a} = \frac{G_t}{\rho_{t4} F_{t4}}$, (7.14)

где G_t, ρ_{t4}, F_{t4} - расход, плотность газа и площадь сечения газоотводящего устройства (см. уравнение 7.7).

В выполненных конструкциях турбин $c_{t4a} / c_{t3r} = 1.0 \dots 1.23$.

Окружная составляющая абсолютной скорости газа c_{t3u} на входе в рабочее колесо (при законе $c_{t3u} = const$) равна $c_{t3u} = c_{t3} \cos \alpha_3$ и, соответственно, $c_{t3} = \sqrt{c_{t3u}^2 + c_{t3r}^2}$.

Для осевой турбины рассматриваются проекции скорости газа в окружном и меридиональном направлениях $c_{t3u} = c_{t3} \cos \alpha_3$ и $c_{t3m} = c_{t3} \sin \alpha_3$.

В относительном движении газа угол входа потока на рабочее колесо с радиальными лопатками (рис. 7.4) удобнее определять по формуле

$$\beta_3 = 90^\circ + \gamma_3 = 90^\circ + \operatorname{arctg} \frac{c_{t3u} - u_{t3}}{c_{t3r}}. \quad (7.15)$$

План скоростей газа на выходе из колеса, где $\bar{c}_{t4} = \bar{u}_{t4} + \bar{w}_{t4}$, приведён на рис. 7.4.

Окружная скорость на среднем диаметре $u_{t4} = \pi D_{t4} n_{tk} / 60$.

Относительная средняя скорость газа на выходе из рабочего колеса

$$w_{t4} = \psi_{t4} \sqrt{2L_{tad} \rho_p + w_{t3}^2 - (u_{t3}^2 - u_{t4}^2)} \quad \text{или} \quad w_{t4} = \psi_{t4} \sqrt{w_{t3}^2 + 2L_{t \partial k \dot{a} \dot{a}} - u_{t3}^2 \left(1 - \overline{D_{t4}^2}\right)},$$

где ψ_{t4} - скоростной коэффициент.

Угол выхода потока газа из колеса в относительном движении $\beta_4 = \arcsin(c_{t4a} / w_{t4})$.

Проекции абсолютной скорости на выходе из колеса турбины в окружном направлении c_{t4u} и осевом c_{t4a} (см. уравнение 7.14) определяются по формулам:

$$c_{t4u} = w_{t4u} - u_{t4} = w_{t4} \cos \beta_4 - u_{t4}; \quad c_{t4a} = w_{t4r} = w_{t4} \sin \beta_4.$$

Тогда абсолютная скорость $c_{t4} = \sqrt{c_{t4u}^2 + c_{t4a}^2}$, а угол $\alpha_4 = \arctg \frac{c_{t4u}}{c_{t4a}}$.

Теоретическая удельная работа, совершенная газом при адиабатном расширении на лопатках рабочего класса турбины, может быть выражена с помощью уравнений:

- адиабатного теплоперепада $L_{tPK ad} = \rho_p L_{tad};$

- Эйлеровой работы $L_{tPK ad} = u_{t3} c_{t3u} - u_{t4} c_{t4u};$

- суммы разностей удельных кинетических энергий по скоростям, характеризующим движение газа в РК
$$L_{tPK ad} = \frac{1}{2} (c_{t3}^2 - c_{t4}^2 + u_{t3}^2 - u_{t4}^2 + w_{t3}^2 - w_{t4}^2).$$

Действительная работа, передаваемая компрессору, будет меньше на величину неизбежных потерь энергии при преобразовании тепловой энергии в механическую. К ним относятся потери в решетках, с выходной скоростью и вследствие утечек (см. формулу 7.5).

$$L_T = L_{PK ad} - (\Delta L_{CA} + \Delta L_{PK} + \Delta L_d + \Delta L_c + \Delta L_{YT}) - \Delta L_{tm}. \quad (7.16)$$

Потери в решётках зависят от характера распределения скоростей и давлений в межлопаточных каналах, которые в свою очередь зависят от формы лопаток, геометрических углов лопастей на выходе и входе, относительного шага решетки или числа лопаток, чисел Рейнольдса Re и Маха M , шероховатости поверхности и степени турбулентности потока, от кривизны профиля, направления потока при входе в решетку и других факторов. Потери в решетках турбины условно подразделяются на профильные ξ_{np} и концевые ξ_k

Концевые потери, частично связанные с трением газа о концевые поверхности, существенны при небольшой высоте и малом числе лопаток.

Поэтому для снижения концевых потерь необходимо увеличивать число лопаток, т.е. уменьшать размеры горла канала.

Профильные потери связаны с образованием пограничного слоя по периметру канала между лопатками, с преодолением сил трения о стенки и внутри газа и образованием вихревой дорожки за выходной кромкой лопаток.

В практических расчетах потери в решётках подразделяются на потери в сопловом аппарате (7.12), рабочем колесе и дисковые.

Потери на лопатках рабочего колеса зависят в основном от скорости движения газа

$$\Delta L_{PK} = \left(\frac{1}{\Psi_w^2} - 1 \right) \frac{w_{t4}^2}{2}, \quad \text{где скоростной коэффициент для радиально-осевой турбины}$$

$\varphi_w = 0,85 \dots 0,95$, а осевой $\varphi_w = 0,93 \dots 0,97$.

Потери трения диска рабочего колеса и вентиляционные потери в большей мере зависят

$$\text{от размеров колеса } \Delta L_d = \beta \frac{D_{t3}^2}{G_t} \left(\frac{u_{t3}}{100} \right)^3 \rho_3, \quad \text{где коэффициент, учитывающий форму диска}$$

$$\beta = (1,0 \dots 1,5) 10^3.$$

$$\text{Потери энергии с выходной скоростью } \Delta L_c = c_{t4}^2 / 2.$$

$$\text{Потери энергии вследствие утечек } \Delta L_{YT} = \frac{G_{YT}}{G_t} L_{tPK.ad}.$$

Расход газа по радиальному зазору в радиально-осевой турбине

$$G_{YT} = 0,45 \frac{\delta_{t4}}{b_{t4}} \left(1 + \frac{b_{t4}}{D_{t4}} \right) \cdot G_t,$$

где зазор в рабочем состоянии составляет $\delta_{t4} = (0,005 \dots 0,010) b_{t4}$, а высота лопаток на

$$\text{выходе } b_{t4} = \frac{D_{t4p} - D_{t0}}{2}.$$

$$\text{В осевой турбине утечки равны } G_{YT} = \frac{\Delta}{h_4 \sin \beta_4} G_t, \quad \text{где } h_4 - \text{высота лопаток; } \Delta - \text{зазор}$$

зор между лопатками и корпусом.

Давление и температура газа на входе в РК и на выходе из СА отличаются незначительно, т. е. $p_{t3} \approx p_{t2}$ и $T_{t3} \approx T_{t2}$.

Температура газа за колесом турбины определяется по формулам: радиально-осевая

$$T_{t4} = T_{t3} - \frac{2\rho_p L_t - w_{t4}^2 \left(\frac{1}{\Psi_w^2} - 1 \right)}{2 \frac{k_t}{k_t - 1} R}, \quad \text{а осевая } T_{t4} = T_{t3} - \frac{w_{t4}^2 - w_{t3}^2}{2 \frac{k_t}{k_t - 1} R}.$$

$$\text{Давление газа в политропном процессе } p_{t4} = p_{t3} \left(\frac{T_{t4}}{T_{t3}} \right)^{\frac{k_{tp}}{k_{tp} - 1}},$$

где показатель политропного расширения в РК определяется по уравнению

$$\frac{k_{\text{тпл}}}{k_{\text{тпл}} - 1} \approx \frac{k_t}{k_t - 1} + \frac{\Delta L_{PK} + \Delta L_d}{R(T_{t3} - T_{t4})}.$$

Число лопаток рабочего колеса РОТ находится в пределах $Z_{t3} = 11 \dots 18$. Лопатки радиальные. Для уточнения радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе с лопаток соплового аппарата при необходимости используется уравнение

$$c_{t2r} = c_{t3r} \frac{\tau_{t3} b_{t3} \rho_{t3} D_{t3}}{b_{t2} \rho_{t2} D_{t2}},$$

где коэффициент загромождения входного сечения рабочего колеса

$$\tau_{t3} = 1 - \frac{Z_{t3} \delta_3}{\pi D_{t3}},$$

а толщина рабочих лопаток на входе $\delta_3 = 1 \dots 2$ мм.

7.4.4. Газоотводящее устройство

Газоотводящее устройство должно обеспечивать минимальные потери энергии с выходной скоростью. Если позволяют габариты, для снижения потерь с выходной скоростью за рабочим колесом устанавливают диффузор. Повышение давления газа в диффузоре за счет преобразования части кинетической энергии в потенциальную можно определить

по формуле

$$\Delta p_{5d} = p_5 - p_{t4} = \frac{c_{t4}^2 - c_5^2}{2} \rho_5 \eta_{dif} = \frac{c_{t4}^2}{2} \left(1 - \frac{F_{t4}^2}{F_5^2} \right) \rho_5 \eta_{dif},$$

где p_5, c_5, F_5 - давление, скорость, площадь сечения на выходе из диффузора; η_{dif} - КПД диффузора за турбиной. Отношение F_{t4} / F_5 рекомендуется не более $1,4 \dots 1,6$, и, главным образом, в турбокомпрессорах больших размеров. В малых ТКР диффузор не устанавливается, так как сложно обеспечить достаточные проходные сечения на выходе. Применение системы наддува с переменным давлением газа перед турбиной приводит и к тому, что величина и направление скорости потока за колесом непрерывно меняются, что существенно ухудшает работу диффузора.

7.5. Характеристики турбины

Газовая турбина в агрегате наддува должна работать в условиях широкого изменения параметров газа на выходе из поршневого двигателя, что приводит к соответствующим изменениям показателей работы турбокомпрессора.

Потери при преобразовании тепловой энергии в механическую в турбине в основном зависят от степени реактивности ρ_p и отношения окружной скорости колеса к скорости входа потока на лопатки u_{t3} / c_{t3} . Чем меньше u_{t3} / c_{t3} при заданной величине c_{t3} , тем боль

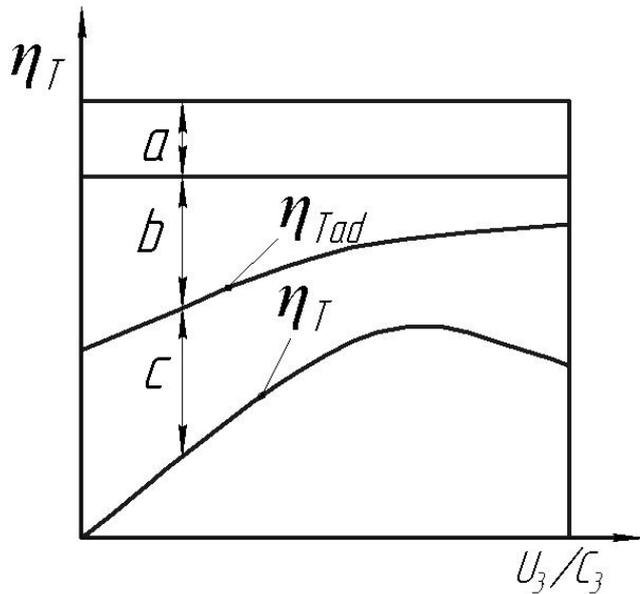


Рис. 7.8. Зависимость η_{Tad} от u_{i3}/c_{i3}

рис. 7.8, где: - a – потери в СА; - b – потери в РК; - c – потери с выходной скоростью.

Исследования показывают, что в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (1,5...2) \cdot 10^5$, КПД турбины η_{Tad} от него практически не зависит.

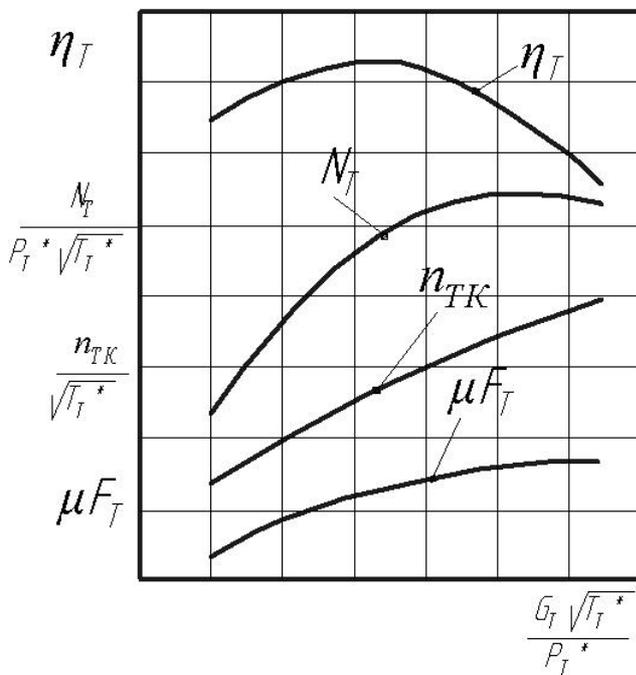


Рис.7.9. Универсальная характеристика турбины

ше относительная скорость w_{i3} на входе в РК и поворот струек газа в межлопаточных каналах. Это приводит к увеличению гидравлических потерь в них. От отношения u_{i3}/c_{i3} также зависит значение скоростей на выходе из РК c_{i4} и w_{i4} .

Таким образом, соответствующим выбором ρ_p и u_{i3}/c_{i3} можно получить приемлемые значения КПД турбины η_t .

Изменение адиабатного КПД в зависимости от отношения u_{i3}/c_{i3} приведено на

При построении универсальной характеристики турбины используют приведенные параметры:

- расход газа $G_{inp} = \frac{G_t \sqrt{T_t^*}}{P_t^*}$;
- частота вращения ротора $n_{inp} = \frac{n_t}{\sqrt{T_t^*}}$;
- мощность турбины $N_{inp} = \frac{N_t}{P_t^* \sqrt{T_t^*}}$.

Примерный вид универсальной характеристики турбины приведен на рис. 7.9. Надежное получение характеристики турбины возможно по результатам испытания турбины на специальных стендах..

Приближённую характеристику

турбины можно рассчитать, принимая:

- течение газа осесимметричным и установившимся;
- профильные и концевые потери, не зависят от чисел R_e и M ;
- потери на удар учитываются снижением коэффициента скорости и ряд других допущений.

8. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ТУРБИНЫ, КОМПРЕССОРА И ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

8.1. Согласование характеристик турбины и компрессора в составе турбокомпрессора

При создании и совершенствовании поршневых двигателей с газотурбинным наддувом желательно многие вопросы проработать расчетным путем до создания агрегата наддува и проведения экспериментальных работ. В большинстве случаев необходимое представление о возможностях и параметрах работы турбокомпрессора даёт его характеристика.

Характеристикой турбокомпрессора называют графики изменения степени повышения давления воздуха π_k , КПД компрессора η_k , степени понижения давления газа в турбине π_t , КПД турбины η_t , температуры газа перед турбиной \dot{O}_t^* и других параметров в зависимости от расхода воздуха G_k или газа G_t и частоты вращения ротора n_{tk} при совместной работе компрессора и турбины в составе турбокомпрессора. Характеристика турбокомпрессора может быть построена по результатам его испытаний на специальном стенде или совмещением характеристик турбины и компрессора, полученных экспериментально. Приближенная характеристика турбокомпрессора может быть получена расчетным путем.

Условие совместной работы турбины и компрессора на установившемся режиме требует равенства мощностей $N_t = N_k$, частоты вращения $n_t = n_k = n_{tk}$ и, принимая утечки газа равными расходу топлива, расходов $G_t \approx G_k$.

Совмещение характеристик турбины и компрессора для определения их показателей, обеспечивающих эффективную совместную работу, является достаточно сложным и трудоемким процессом.

Для совмещения характеристик параметры турбины и компрессора приводят к нормальным или заданным условиям в соответствии с теорией подобия. Параметры приведения «П» для турбины и компрессора имеют вид:

- расход газа и воздуха $\Pi_{G_t} = \frac{G_t \sqrt{T_t^*}}{P_t^*}$ и $\Pi_{G_k} = \frac{G_k \sqrt{T_k^*}}{P_k^*}$;
- частота вращения ротора $\Pi_{n_t} = \frac{n_t}{\sqrt{T_t^*}}$ и $\Pi_{n_k} = \frac{n_k}{\sqrt{T_0^*}}$;
- мощность $\Pi_{N_t} = \frac{N_t}{P_t^* \sqrt{T_t^*}}$ и $\Pi_{N_k} = \frac{N_k}{P_0^* \sqrt{T_0^*}}$.

Приведенные значения показателя работы турбины и компрессора определяются по зависимостям

$$G_{np} = \Pi_G \frac{P_{oc}}{\sqrt{T_{oc}}}; \quad n_{i\theta} = \Pi_n \sqrt{T_{oc}} \quad \text{и т.д., где } P_{oc}, T_{oc} \text{ – давление и температура в среде, к}$$

которой приводятся показатели турбины и компрессора.

По приведенным значениям строятся графики зависимостей от расхода газа и его температуры на входе в турбину следующих параметров:

$$\pi_t^* = f(G_t, T_t^*); \quad \eta_t = f(G_t, T_t^*) \quad \text{и} \quad N_t = f(G_t, T_t^*) \quad \text{при} \quad n_{np} = n_k = n_{tk}.$$

На полученную характеристику накладывается характеристика компрессора, анализируются режимы их совместной работы и определяется необходимость соответствующих регулировок турбины и компрессора.

Рассмотрим пример одного из методов построения характеристики турбины и совмещение ее с характеристикой компрессора. Для расчетного режима принимаем температуру \dot{O}_t^* и

перепад температуры в турбине $\Delta \dot{O}_t$. С использованием равенства

$$L_t = (C_p)_p \Delta T_t = \frac{k_t}{k_t - 1} R T_t^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t^*} \right)^{(k_t - 1)/k_t} \right]$$

вычисляются значения адиабатного теплоперепада L_t и степени понижения давления газа в турбине π_t^* . На основании опытных данных принимается КПД турбины η_t и определяем ориентировочные значения мощности турбины N_t при различных расходах газа G_t . Аналогичные построения выполняются для других значений \dot{O}_t^* при $n_{tk} = const$ (рис. 8.1).

Соединив точки (1, 2, 3) на кривых $N_t = f(G_t, T_t^*)$, получим график изменения мощности компрессора $N_k = N_t = f(G_k, T_t^*)$.

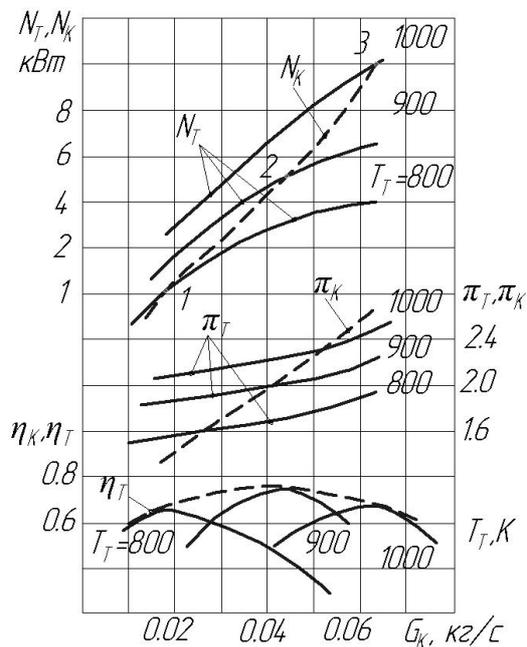


Рис. 8.1. Совмещение характеристик турбины и компрессора

компрессора в составе турбокомпрессора. Затем аналогичные построения выполняют для других значений частоты вращения ротора n_{tk} .

Далее на исходной характеристике компрессора находят значения π_k, η_{kad} , удовлетворяющие условиям совместной работы турбины и компрессора, при различных n_{tk} .

8.2. Совместная работа турбокомпрессора и двигателя

С целью обеспечения высоких показателей работы поршневого двигателя с турбонаддувом необходимо стремиться к тому, чтобы гидравлическая характеристика двигателя располагалась в зоне высоких КПД турбокомпрессора. Определяющую роль при этом играет универсальная характеристика компрессора. Именно расположение на ней характеристики двигателя определяет эффективность турбонаддува.

Гидравлической характеристикой двигателя называются графики зависимости π_k , а также π_t^* и T_t^* , от секундного расхода воздуха G_k . Для построения этих характеристик используются серии нагрузочных или скоростных характеристик, охватывающих всю область возможных режимов работы поршневого двигателя с турбонаддувом.

Значения $\pi_k, \pi_t, \eta_{tad}, \eta_{kad}$ должны обеспечивать равенство мощностей $N_k = N_t$ в точках, соответствующих значению расхода $G_t(G_k)$ согласно уравнениям:

$$N_k = \frac{G_k}{\eta_{kad}} \frac{k_k}{k_k - 1} RT_0 \left(\pi_k^{\frac{k_k - 1}{k_k}} - 1 \right) \quad \text{и}$$

$$N_t = G_t \eta_t \frac{k_t}{k_t - 1} RT_t^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_t^*} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right].$$

Графики $\pi_t^*, \eta_{tad} = f(G_t, T_t^*)$ строятся с использованием опытных и эмпирических зависимостей для значений, которые обеспечивают совместную работу турбины и ком-

Примерная схема расположения гидравлической характеристики поршневого двигателя на универсальной характеристике компрессора приведена на рис. 8.2.

В зоне высоких КПД компрессора η_{kad} располагают наиболее важные режимы работы двигателя:

- режим максимального крутящего момента (точка 2) для транспортных двигателей;
- номинальный режим (точка 1) для тракторных и стационарных двигателей.

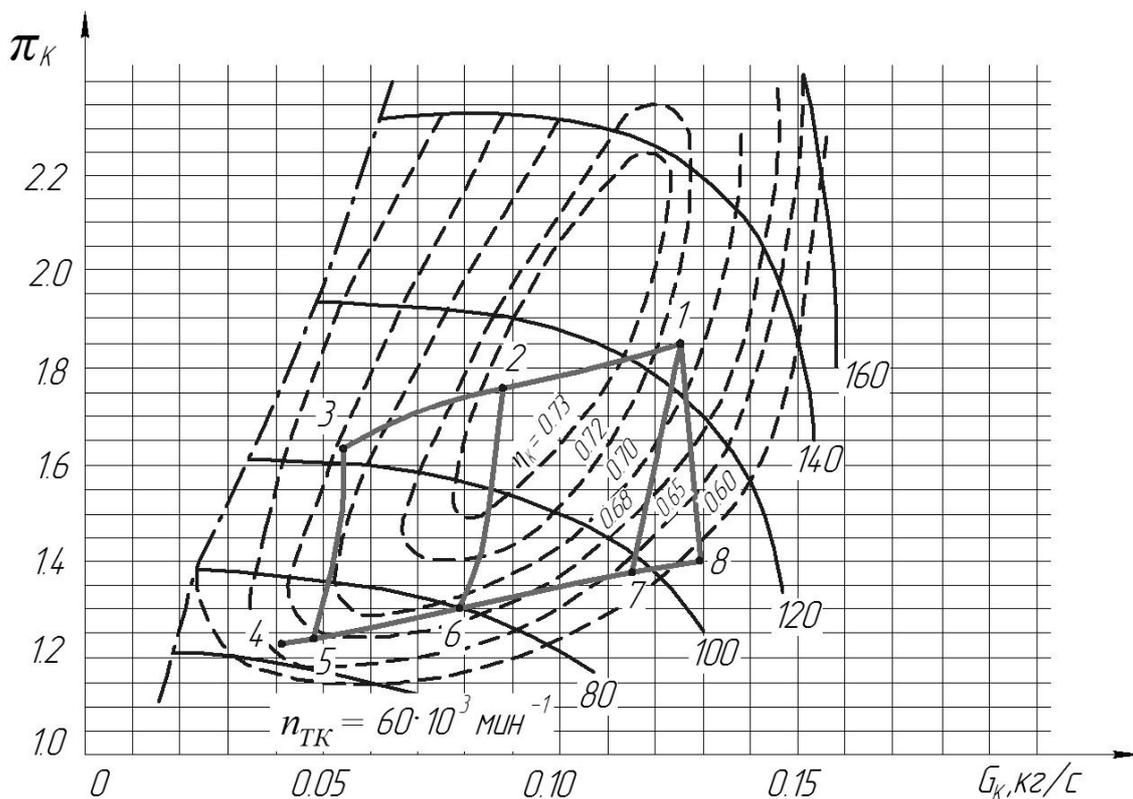


Рис. 8.2. Схема совмещения характеристик компрессора и поршневого двигателя

Для достоверности анализа область совместной работы двигателя и турбокомпрессора должна включать следующие характерные режимы:

- минимальной частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике (точка 3);
- режим холостого хода (точка 4), а для дизеля режим холостого хода при работе дизеля по регуляторной характеристике (точка 8);

Кривые представленные на рис. 8.2, соответствуют работе двигателя с турбонаддувом по следующим характеристикам: 1-2-3 – внешней скоростной; 1-7 – нагрузочной при номинальной частоте вращения вала двигателя; 2-6 – нагрузочной при частоте вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту; 3-5 – нагрузочной при частоте n_{min}

по внешней скоростной характеристике; 1-8 – регуляторной ветви на регуляторной характеристике дизеля.

Важным этапом согласования характеристик двигателя и компрессора является про-

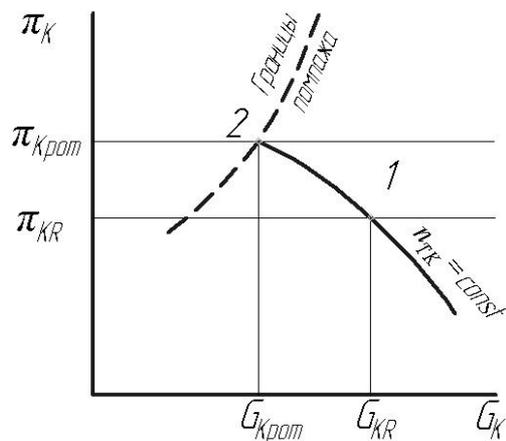


Рис. 8.3. К определению коэффициента запаса по помпажу

верка отсутствия режимов неустойчивой работы компрессора (у границы помпажа). Для этого оценку выполняют с помощью коэффициента за-

паса по помпажу
$$K_{pom} = \frac{\pi_{k\,pom} / G_{k\,pom}}{\pi_{kR} / G_{kR}} - 1,$$

где π_{kR}, G_{kR} – параметры расчетного рабочего режима (точка 1 на рис. 8.3). Точку 2 (режим помпажа) находят перемещением точки 1 по кривой $n_{ik} = const$ до границы помпажа. **Условие отсутствия помпажа** $K_{pom} \geq 0,08..$

8.3. Особые случаи согласования работы поршневого двигателя и турбокомпрессора

На совместную работу двигателя и компрессора существенное влияние оказывают колебания давления воздуха p_k во впускном трубопроводе, приводящие к соответствующим изменениям расхода G_k в течение цикла. На интенсивность этих колебаний влияют следующие факторы:

- количество цилиндров, подсоединенных к впускному трубопроводу (выходу из компрессора);
- объем впускной системы V_s (трубопровод, каналы в крышке цилиндров и т.п.);
- параметры механизма газораспределения: время-сечение клапана, фазы и продолжительность открытия органов впуска, отсутствие перекрытия впусков свежего заряда в цилиндры;
- характеристики компрессора (степень повышения давления, π_k , КПД, η_{kad} , частота вращения ротора компрессора, n_{ik});
- наличие устройств для регулирования давления наддува;
- скоростные и нагрузочные режимы работы двигателя.

Очевидно, только при соответствующем согласовании этих факторов, влияющих на расход воздуха, обеспечивается наиболее эффективная работа двигателя и турбокомпрессора.

При осуществлении цикла наибольшее влияние на колебательные процессы во впускной системе двигателя оказывают уменьшение объема впускной системы и количества, подсоединенных к ней цилиндров. Использование в этом случае при совмещении гидравлических характеристик двигателя и компрессора средних за цикл значений изменяющихся факторов может привести к получению недостоверных результатов. В частности, согласование по средним значениям π_k и G_k в двухцилиндровом двигателе с турбокомпрессором может показать их совместную работу в зоне высоких значений КПД компрессора, а текущие значения точек совместной работы могут выходить за пределы устойчивой работы компрессора, т.е. в зону помпажа, вероятность чего возрастает с уменьшением объема впускного трубопровода. На рис.8.4 приведены траектории перемещения расчетной точки совместной работы дизеля 2ЧН 10,5/12 и турбокомпрессора TD03-06G на характеристике компрессора при двух объемах впускного трубопровода [3]. По сравнению с вариантом без наддува при малом объеме V_s мощность увеличилась только на 9 %. при росте удельного эффективного расхода топлива на 16%, а при большом объеме рост мощности составил 35% при снижении расхода топлива на 8%.

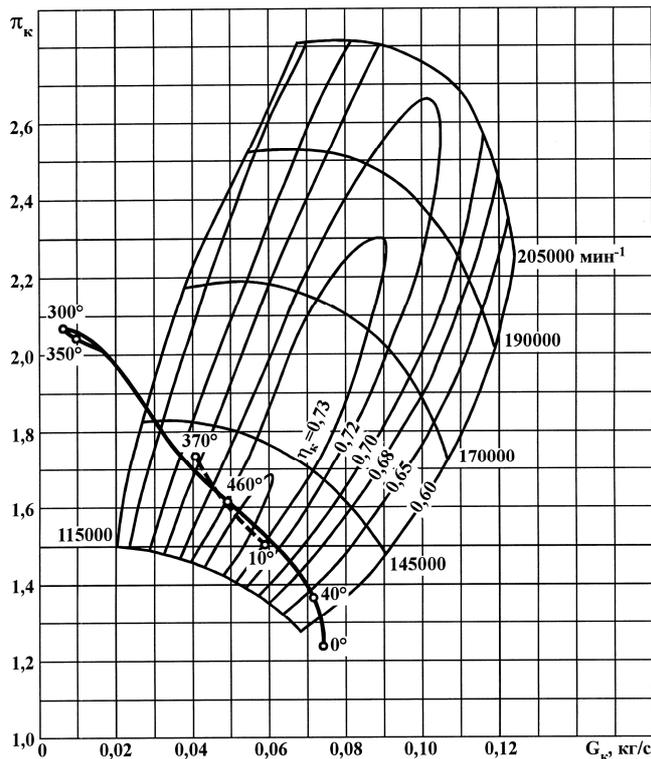


Рис. 8.4.. Траектории перемещения точки совместной работы дизеля и компрессора при объемах впускного трубопровода V_s :

————— $0,91V_h$; - - - - - $6,25V_h$

ганов, в течение цикла равенство (8.1) выполняться не будет, так как текущие значения $G_k, G_t, L_k, L_t, \eta_k, \eta_t$ будут переменными.

Существенную роль в совместной работе турбины и компрессора при различных G_k и G_t будет играть инерционность ротора, кинетическая энергия которого $E_{tk} = J_t \omega_{tk}^2$, в течение цикла изменяется, где J_t, ω_{tk} – момент инерции и угловая скорость ротора турбины. За элементарный промежуток времени $\Delta\tau$ ротору турбины от газов передаётся энергия $\Delta E_t = G_t L_t \eta_t \Delta\tau$, а на сжатие воздуха в компрессоре затрачивается энергия $\Delta E_k = G_k L_k \Delta\tau / \eta_k$. Тогда в конце промежутка времени $\Delta\tau$

$$E_{tk} = E_{tk}^s + \Delta E_t - \Delta E_k, \quad (8.2)$$

где E_{tk}^s - кинетическая энергия ротора турбокомпрессора в начале элементарного промежутка времени. Разделив члены уравнения (8.2) на ΔE_k и обозначив соотношение

Этот пример показывает, что для определения действительного запаса по помпажу по текущим значениям G_k, η_k и π_k , целесообразно использовать при расчете цикла двигателя универсальную характеристику компрессора.

При установившемся режиме работы двигателя мощности компрессора и турбины равны $N_k = N_t$ или в развернутом виде $\frac{L_k G_k}{\eta_k} = L_t G_t \eta_t$,

$$(8.1)$$

где L_k и L_t адиабатные теплоперепады в компрессоре и турбине, рассчитанные по средним значениям π_k и π_t .

Вследствие периодичности работы цилиндров, а также открытия и закрытия впускных и выпускных ор-

$E_{tk} / \Delta E_k + 1 = K_{tk}$, получим уравнение, которое используется для определения за элементарный промежуток времени $\Delta \tau$ приращения $\Delta E_k = \frac{E_{tk i} + \Delta E_t}{K_{tk}}$ (8.3).

С другой стороны $\Delta E_k = \frac{L_k \cdot G_k \Delta \tau}{\eta_k}$, (8.4)

Таким образом, в уравнении (8.4) неизвестным является отношение

$$\frac{G_k}{\eta_k} = \frac{\Delta E_k}{H_k \cdot \Delta \tau}. \quad (8.5)$$

Это отношение представляет предельный расход воздуха через компрессор при текущих значениях степени повышения давления воздуха π_k , частоты вращения ротора турбокомпрессора n_{tk} и $\eta_k = 1$.

Применительно к универсальной характеристике компрессора $G_{k \max} = G_{kx} / \eta_{kx}$, (8.6)

где G_{kx} и η_{kx} соответственно расход и КПД на характеристике компрессора в рассматриваемой точке [4, 8].

компрессора (рис. 8.1) показывает, что при $\pi_k = const$ с увеличением G_{kx} значения $G_{kx} / \eta_{kx} = G_{k \max}$ возрастают (рис.8.5). Эта закономерность позволяет сравнением рассчитанного значения (8.5) и значения (8.6) на характеристике определить текущий расход воздуха G_k при $G_k / \eta_k = G_{k \max}$, а затем и $\eta_k = G_k / G_{k \max}$.

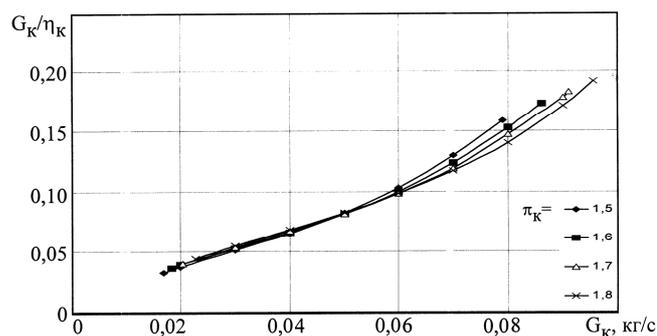


Рис. 8.5. График зависимости G_k/η_k от G_k при различных π_k в турбокомпрессоре TD03-06G

Уточнение запаса по помпажу также целесообразно выполнять при подсоединении к впускному трубопроводу 4 и более цилиндров и неравномерном чередовании впусков.

9. ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА ПОСЛЕ КОМПРЕССОРА

Необходимость снижения теплового состояния двигателя с наддувом и повышения его экономических и экологических показателей обусловили с 80-х годов прошлого сто-

летия начало широкого внедрения охлаждения воздуха, подаваемого в цилиндры (охлаждения наддувочного воздуха - «ОНВ»). Для оценки степени влияния ОНВ на удельные показатели двигателя с газотурбинным наддувом воспользуемся уравнением (1.2), преобразованным относительно среднего индикаторного давления (удельной индикаторной работы)

$$p_i = \frac{H_u}{L_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \rho_s = \frac{1}{R} \frac{H_u}{L_o} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \frac{p_s}{T_s}, \quad (9.1)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива; α – коэффициент избытка воздуха; L_o – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (кг возд./кг топл.); η_i – индикаторный КПД; η_v – коэффициент наполнения; ρ_s – плотность воздуха перед впускными органами (на впуске); p_s, T_s – давление и температура воздуха на впуске; R – газовая постоянная.

При отсутствии охлаждения воздуха после компрессора значения ρ_s, p_s, T_s практически равны соответствующим показателям на выходе из компрессора: ρ_k, p_k, T_k .

Если первая часть уравнения (9.1) $\frac{H_u}{L_o} \frac{\eta_i}{\alpha}$ определяет факторы, влияющие на смесяобразование, сгорание при преобразовании теплоты в механическую работу по перемещению поршня, то произведение $\eta_v \rho_s = \frac{1}{R} \eta_v \frac{p_s}{T_s}$ показывает факторы, влияющие на наполнение цилиндров свежим зарядом. Плотность заряда пропорциональна отношению давления наддува к температуре $\rho_k = f(p_k / T_k)$, поэтому снижение температуры наддувочного воздуха является весьма привлекательным способом повышения показателей поршневых двигателей (ПД) с турбонаддувом [1, 2].

При применении ОНВ уменьшается температура рабочего тела в цилиндрах, но наиболее заметно снижается максимальная температура цикла. Это приводит к соответ-

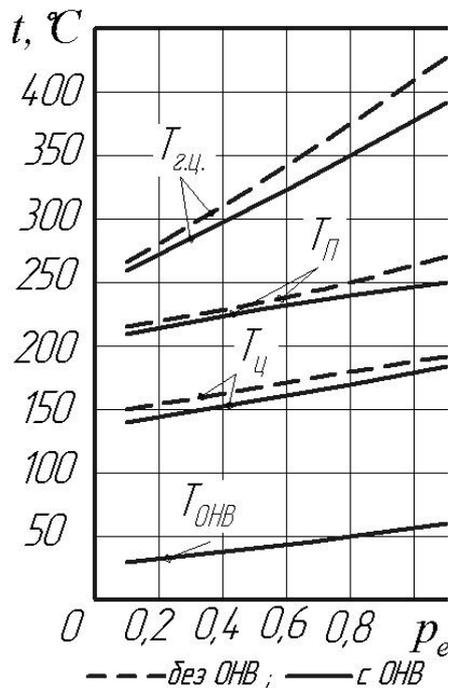


Рис. 9.1. Влияние ОНВ на температуры деталей ЦПГ по нагрузочной характеристике

ствующему снижению средних температур деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). На рис. 9. 1 приведено изменение температур головки цилиндров $T_{гс}$, поршня $T_{п}$, цилиндра (верхний пояс) $T_{ц}$ и величины снижения температуры воздуха в охладителе ΔT_k в зависимости от нагрузки при номинальной частоте вращения вала дизеля 8ЧН 13/14 [1]. В этой работе также приведены результаты исследований, согласно которым ОНВ позволяет заметно уменьшить тепловую напряженность двигателя. При $\pi_k = 2,5$ и сохранении тепловой напряженности двигателя применение ОНВ позволяет получить увеличение p_e на 80...100% и уменьшение удельного эффективного расхода топлива g_e на 6% при снижении α до 1,8...2,0. Охлаждение воздуха после ком-

прессора может осуществляться различными методами.

Системы ОНВ отличаются по виду теплоносителя, используемого в охладителе, расположению теплообменника, по конструкции привода вентилятора, т.п.. Наиболее широкое применение получило охлаждение наддуваемого воздуха в теплообменниках (ТО) рекуперативного типа. Примерная классификация систем охлаждения воздуха приведена на рис. 9.2 [1].

В качестве теплоносителя используются воздух (система ВВ) при низких степенях повышения давления наддува π_k или жидкость, обычно вода, (система ВЖ) при высоких π_k .

Система ОНВ совмещённая с системой охлаждения двигателя (СОД) является относительно простой. Однако она приводит к заметному увеличению объёма впускной системы из-за значительной длины соединительных трубопроводов (К-ТО-ПД). Система, в которой перемещение охлаждающего воздуха осуществляется эжектором, действующим за счет энергии отработавших газов, применяется редко.

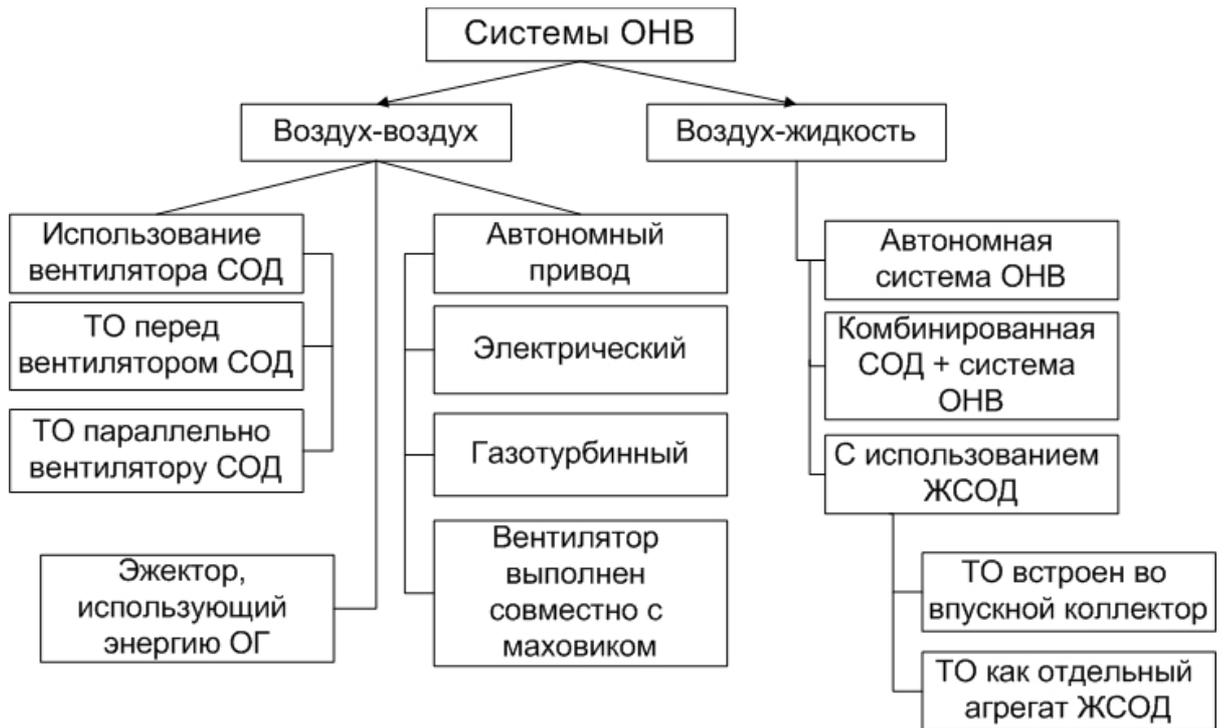


Рис. 9.2. Классификация систем охлаждения надувочного воздуха

Наиболее удобной является система ОНВ с автономным электрическим приводом вентилятора. Она обеспечивает лучшую компоновку и регулирование температуры наддувочного воздуха T_k .

Теплообменники классифицируют по схеме течения теплоносителя: прямоточные, противоточные и перекрёстного типа, а также многозаходные, которые могут включать элементы выше названных схем. В системах ОНВ поршневых двигателей используют трубчатые теплообменники с гладкой поверхностью (рис. 9.3) и трубчато-ребристые (рис. 9.4). Применяются также пластинчатые теплообменники с каналами, имеющими форму: треугольную (рис. 9.5, б), трапецевидную (рис. 9.5, в) и зигзагообразную (рис. 9.5, г). Каналы между пластинами выполняют те же функции, что и трубки. Листы из медных или алюминиевых сплавов между собой обычно соединяют пайкой, что обеспечивает компактную конструкцию. На рис. 9.5, а) приведена схема теплообменника с перекрестным течением охладителя и охлаждаемого воздуха.

Для вычисления температуры воздуха во впускном трубопроводе двигателя с системой ОНВ можно использовать уравнение [1], представленное в следующем виде

$$T_k^* = T_O^* / K_{gx} \left[\frac{1 - K_{TO}}{\eta_k^*} \left(\pi_k^* \frac{k_{kpl}^{-1}}{k_{kpl}} - 1 \right) + 1 \right], \quad K_{TO} = \frac{t_{k1} - t_{k2}}{t_{k1} - t_{ox}}, \quad (9.2)$$

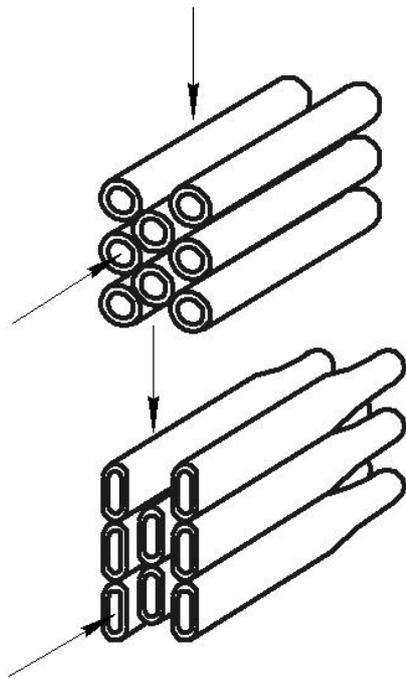


Рис. 9.3. Теплообменники с гладкими трубками

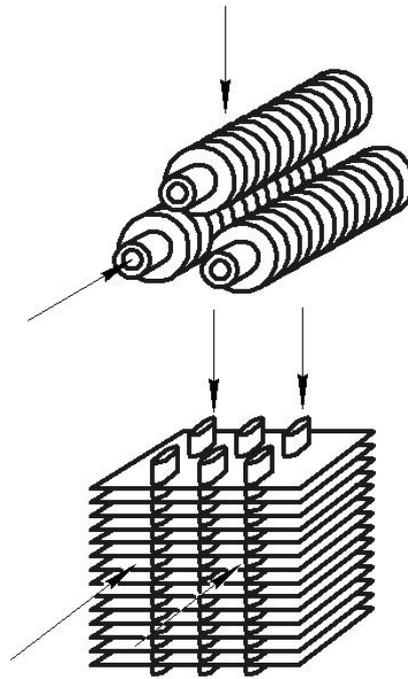


Рис. 9.4. Теплообменники трубчато-ребристые

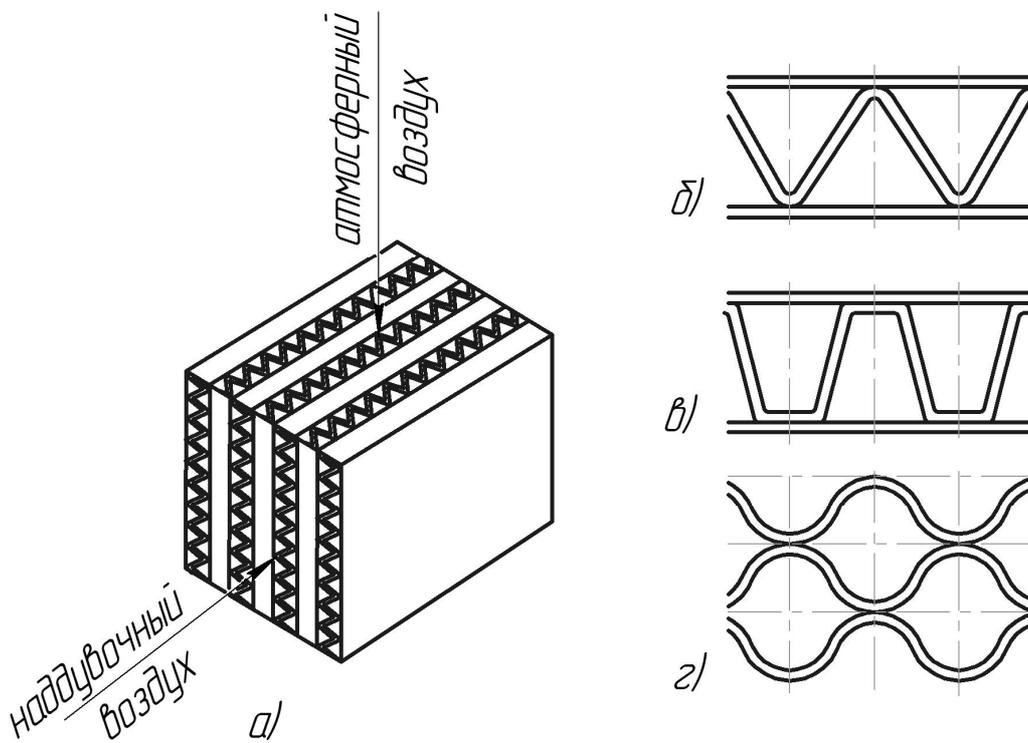


Рис. 9.5. Пластинчатые теплообменники

где K_{TO} - коэффициент, учитывающий температурные перепады в теплообменнике; t_{k1} и t_{k2} - температуры воздуха на выходе из компрессора и после ОНВ, в °С; t_{ox} - температура охлаждающего реагента на входе в теплообменник системы ОНВ; K_{gx} - коэффициент, учитывающий гидравлические потери и характеризующий затраты энергии на перемещение надувочного воздуха в теплообменнике; k_{kpl} - показатель политропы сжатия.

На дизелях мощностью выше 600 кВт находят применение более сложные системы ОНВ. На рис. 9.6 приведен пример такой системы [23].

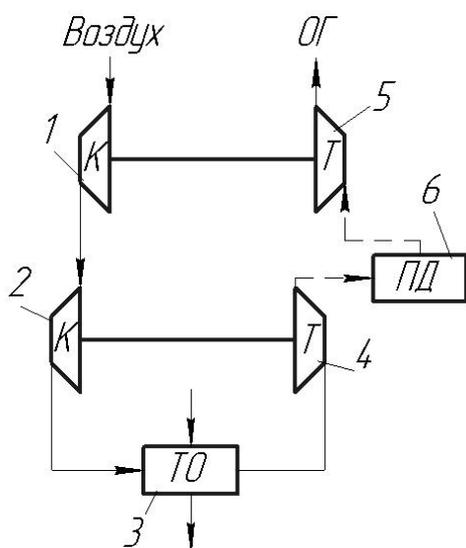


Рис. 9.6. Схема ОНВ с турбодетандером

После сжатия в компрессорах 1 и 2 воздух при температуре около 100°С поступает в рекуперативный теплообменник 3, где его температура понижается примерно до 35°С. Из охладителя 3 воздух поступает в воздушную центробежную турбину 4 (турбодетандер), в которой он расширяется, вследствие чего температура его снижается до 15 – 16 °С. Из турбины 4 воздух поступает в двигатель 6. В турбине 5 используется энергия выпускных газов.

Охладить воздушный заряд можно также закрытием впускных клапанов до прихода поршня в нижнюю мёртвую точку. При перемещении поршня к НМТ после закрытия клапана воздух, поступивший в цилиндры, расширяется, при этом понижается его давление и температура. Однако эта схема, несмотря на её кажущуюся простоту, имеет существенный недостаток: уменьшается наполнение цилиндров из-за раннего закрытия впускных органов, что необходимо компенсировать более высоким давлением наддува.

Охлаждение путём впрыска в поток надувочного воздуха воды не получил практической реализации из-за повышения износа деталей двигателя.

На согласование характеристик компрессора и поршневого двигателя применение ОНВ влияния практически не оказывает. Однако необходимо оценить влияние увеличения объёма впускной системы вследствие появления дополнительных объёмов теплообменника и соединительных трубопроводов системы ОНВ.

Пример системы охлаждения воздуха после компрессора приведен на рис. 9.7.

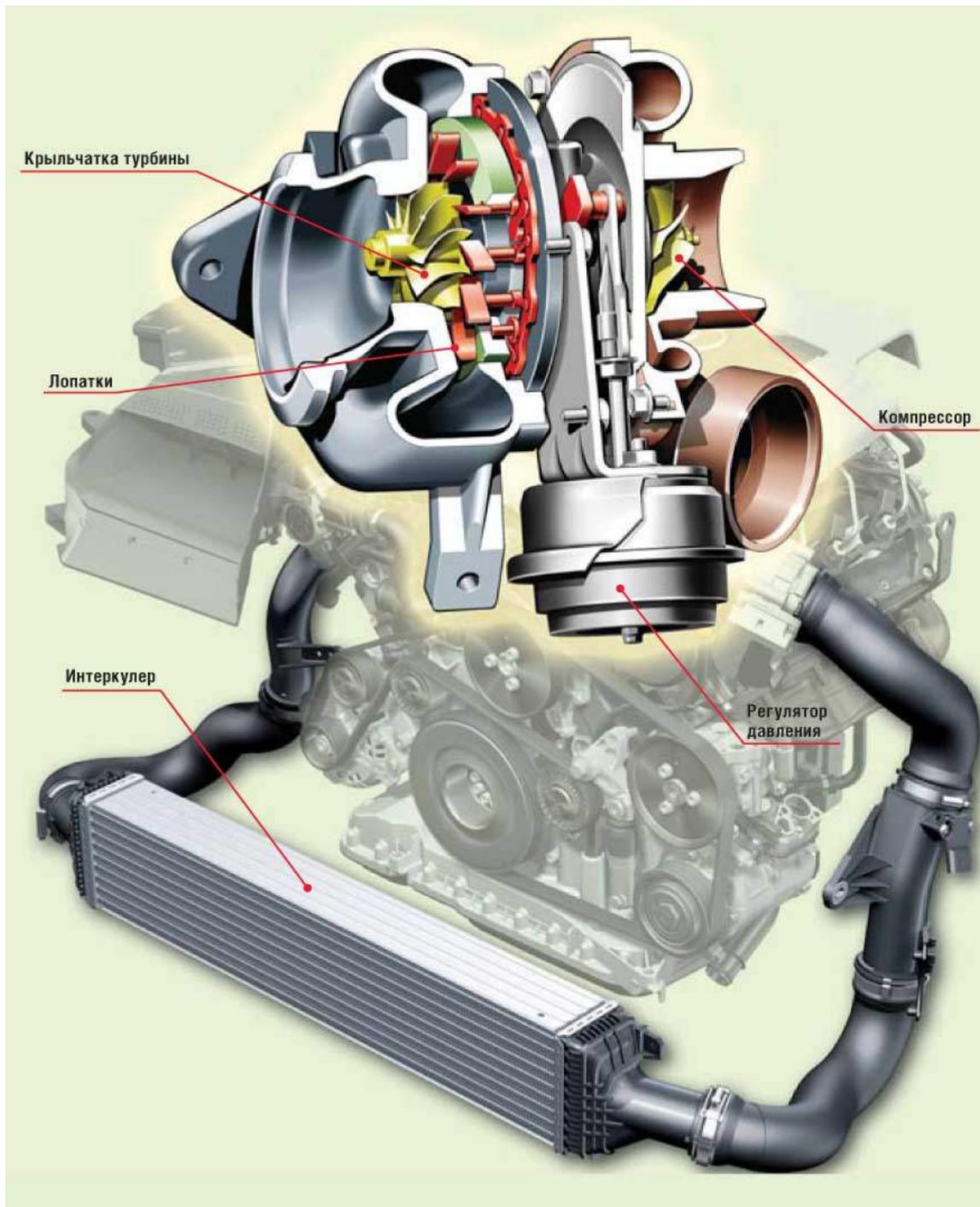


Рис. 9.7. Пример компоновки теплообменника в системе ОНВ

Применение системы ОНВ увеличивает габариты и массу двигателя, усложняет его компоновку и поэтому должно быть согласовано с положительным эффектом от её внедрения.

10. РЕГУЛИРОВАНИЕ НАДДУВА

10.1. Общие положения

При повышении литровой мощности поршневого двигателя, особенно транспортно-го назначения, с помощью турбонаддува возникает ряд проблем :

- возможность повышения тепловой и механической напряжённости деталей двигателя выше допустимых пределов;
- снижение топливной экономичности и возможный рост образования вредных веществ при работе двигателя с турбонаддувом на режимах, отличных от расчётного;
- заметное ухудшение приёмистости и работы двигателя на переходных режимах.

Эффективная совместная работа поршневого двигателя и турбокомпрессора происходит только на расчетном режиме, так как согласование расходных характеристик турбокомпрессора и поршневого двигателя выполняется, как правило, для узкого диапазона нагрузочных и скоростных режимов его работы. Сохранение эффективности при переходе на другие режимы и обеспечение необходимой приемистости двигателя в составе транспортного средства невозможны без регулирования наддува. Это подтверждается низкой эффективностью применения нерегулируемого турбонаддува на поршневых двигателях на транспорте. На рис. 10.1 приведены зависимости степени повышения давления π_k в компрессоре и степени понижения давления газа π_t в турбине турбокомпрессора *TD03-06G* (*Mitsubishi*) по нагрузочной характеристике дизеля 2ЧН10,5/12 [3].



Как видно, на расчётном (номинальном) режиме, при $N_{еном} = 32 \text{ кВт}$, отношение $\pi_k / \pi_t > 1$, что свидетельствует о достаточно высоком КПД турбокомпрессора. При снижении нагрузки это отношение и, соответственно, КПД уменьшается. Необходимость регулирования наддува подтверждает также анализ изменения относительных показателей (мощности $N_e/N_{еном}$, удельного эффективного расхода топлива $g_e/g_{еном}$ и температуры газов перед турбиной T_T/T_{Tmax}) транспортной дизеля по скоростной характеристике, приведённой на рис. 10.2 (по материалам [1]). Как видно, на номинальном режиме регулирование наддува обеспечило повышение относительной мощности примерно на 5%, а в области малых частот вращения коленчатого вала это увеличение составило более 25%.

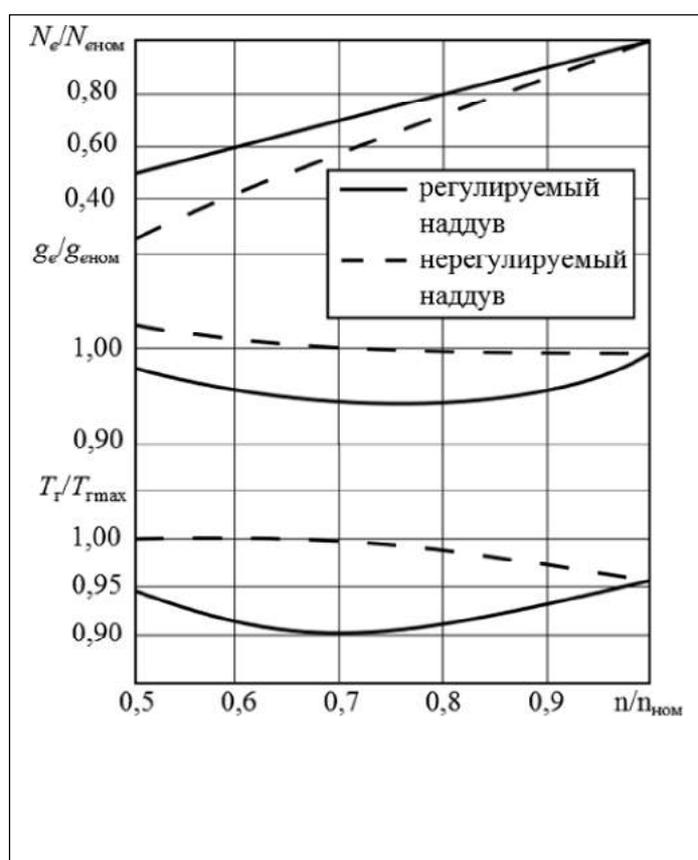


Рис.10.2. Влияние регулирования турбонаддува на показатели дизеля по скоростной характеристике [1].

Показатель относительной экономичности $g_e/g_{еном}$ при регулируемом наддуве снизился примерно на 5% во всём диапазоне частичных скоростных режимов. Кроме того, для дизелей с нерегулируемым наддувом характерны более высокие (примерно на 5...10%) температуры отработавших газов, что свидетельствует о более тяжелых условиях работы турбины ТКР.

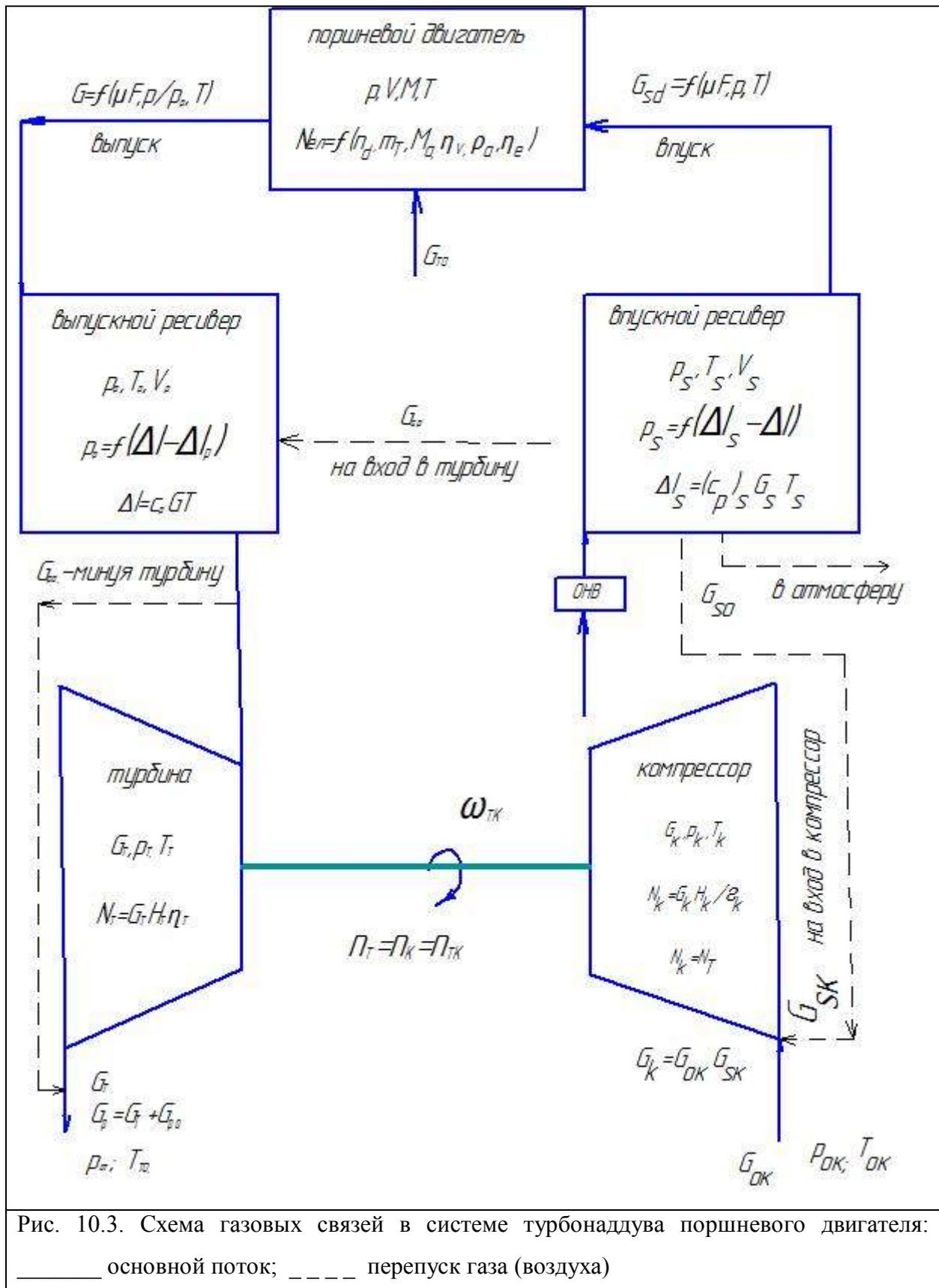
Ухудшение показателей комбинированного ДВС с нерегулируемым наддувом может быть объяснено тем, что, например, при уменьшении частоты вращения коленчатого вала может существенно уменьшиться расход газов через турбину. При неизменной пропускной способности турбины μF_t давление в выпускном трубопроводе $p_p = p_t$ уменьшается. Снижение давления в выпускном трубопроводе приводит к уменьшению степени расширения газов в турбине π_t и, следовательно, к уменьшению развиваемой ей мощности. В результате, ротор ТКР замедляет свое вращение, что, как правило, приводит к уменьшению давления наддува p_k и расхода воздуха через компрессор G_k . Решить указанные выше проблемы, в определённой мере, возможно путём регулирования наддува.

Регулирование наддува предполагает приведение степени повышения давления π_k и расхода воздуха G_k к значениям, которые обеспечивают работу двигателя с турбонаддувом на любом установленном режиме с более высоким КПД. Это достигается соответствующими воздействиями на характер движения рабочего тела и конструктивные параметры проточных частей в агрегате наддува. При этом необходимо иметь в виду, что система регулирования наддува является составной частью системы регулирования комбинированного двигателя. На рис. 10.3 приведена схема газовых связей между элементами системы турбонаддува поршневого двигателя. На схеме показано, что эффективная литровая мощность N_{ev} его зависит от количества топлива m_f и соответствующего количества воздуха M_a , поступившего в цилиндр в процессе газообмена $N_{ev} = f(m_f, M_a, n_e, \eta_e)$, где n_e - частота вращения коленчатого вала; η_e - эффективный КПД. Масса воздуха M_a зависит от его плотности во впускном ресивере объёмом V_s , которая равна $\rho_s = \frac{p_s}{RT_s} = \frac{M_s}{V_s}$. Для получения соответствия параметров, входящих в это уравнение, установленному режиму работы двигателя, необходимо регулировать расход воздуха через компрессор G_k и его давление на выходе p_k . Из уравнения мощности компрессора, преобразованного к виду

$$G_k \left[\left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k_k-1}{k_k}} - 1 \right] = \frac{N_k \eta_k}{k_k / (k_k - 1) R T_o},$$

следует, что для регулирования расхода воздуха и

давления наддува необходимо изменять КПД η_k (регулирование со стороны компрессора) и (или) мощность $N_k = N_t$, равную мощности турбины (регулирование со стороны турбины).



Регулирование со стороны компрессора осуществляется:

- дроссельной заслонкой на входе;
- поворотом лопаток во входном направляющем аппарате (ВНА);
- поворотом лопаток в лопаточном диффузоре.

К этому виду регулирования иногда относят выпуск наддувочного воздуха при превышении давления p_s во впускном ресивере допустимого предела по тепловой и механической напряженности двигателя. Возможны способы: выпуск в атмосферу; перепуск на вход в компрессор; перепуск на вход в турбину (при $p_s > p_p$).

Регулирование со стороны турбины осуществляется изменением мощности тур-

бины
$$N_t = G_t \left[1 - \left(\frac{p_{ot}}{p_t} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}} \right] \eta_t \left(\frac{k_t}{k_t-1} R T_t \right)$$
 путём:

- перепуска газа минуя турбину;
- изменения парциальности подвода газа к рабочему колесу;
- изменения геометрии (поворот лопаток) соплового аппарата (СА).
- комбинации различных способов, включая: установку дополнительной камеры сгорания, электропривода и т.д. .

Лучшие результаты регулирования обеспечиваются в турбокомпрессорах, имеющих поворотные лопаточные устройства. Поворот лопаток в этих устройствах обеспечивает движение воздуха и газа в межлопаточных каналах с меньшими потерями на трение и удар, т.е. с более высокими КПД η_k и η_t в соответствии с режимом работы двигателя.

Рассмотрим более подробно возможные и практически применяемые способы регулирования параметров наддува.

10.2. Регулирование наддува со стороны компрессора

10.2.1. Дросселирование потока воздуха заслонкой на входе

в компрессор

Наиболее простым способом уменьшения расхода воздуха G_k и давления наддува p_k является установка дроссельной заслонки на входе в компрессор. Предпочтительными в этом случае являются двигатели с количественным регулированием. При прикрытии дроссельной заслонки увеличиваются аэродинамические сопротивления, в результате чего

снижаются все параметры наддува (G_k, p_k, η_k). В дизеле дросселирование иногда применяется для ограничения давления наддува p_k при переходе с режима максимального крутящего момента на номинальный режим или непроизвольном увеличении частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, закрытие дроссельной заслонки позволяет сдвинуть границу помпажа в сторону меньших расходов G_k .

10.2.2. Поворот лопаток во входном направляющем аппарате

Способ относится к количественному регулированию и основан на изменении геометрии проходного сечения входного патрубка компрессора в соответствии с необходимым изменением расхода воздуха G_k . Это достигается установкой перед входом в рабочее колесо регулируемого ВНА (рис. 10.4). Поворот лопаток ВНА изменяет расход G_k . При этом изменяются углы на входе α_1 и β_1 , и закрутка потока, которая характеризуется величиной и направлением окружной проекции скорости c_{k1u}

$$c_{k1u} = c_{k1} \cos \alpha_1 \quad (10.1)$$

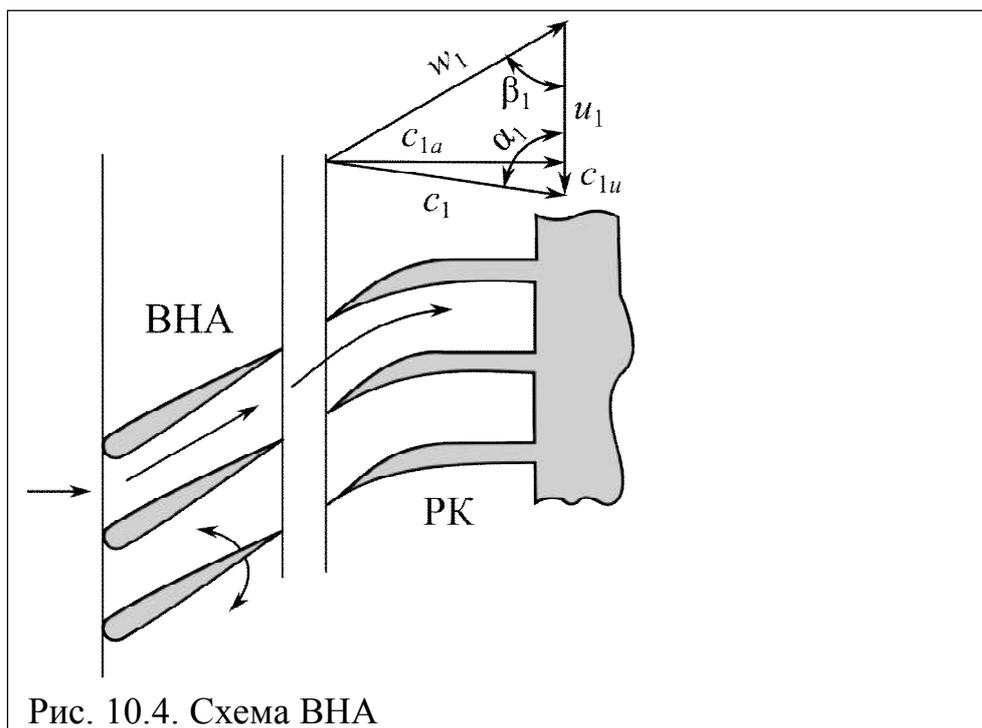


Рис. 10.4. Схема ВНА

где c_{k1}, c_{k1u} - абсолютная и окружная составляющая скорости воздуха на входе в колесо на среднем диаметре. Окружная скорость $u_{k1} = w_{k1} \cos \beta_1 + c_{k1}$. Поворот лопаток ВНА позволяет изменять направление относительной скорости w_{k1} (угол β_1) для получения безударного входа воздуха на лопатки колеса (см. п. 6.4.2).

Согласно уравнения (6.20), теоретический напор компрессора с радиальными лопатками равен

$$L_{kad} = \mu u_{k2}^2 - u_{k1} c_{k1u} \quad (10.2)$$

где μ – коэффициент циркуляции компрессора; u_{k1} , u_{k2} – окружные скорости колеса компрессора на входе и выходе.

Из уравнения (10.2) следует, что при закручивании потока в направлении вращения ($\alpha_1 < 90^\circ$) напор L_{kad} будет меньше, так как значение скорости $c_{k1u} > 0$. При закручивании потока против вращения колеса ($\alpha_1 > 90^\circ$ и $c_{k1u} < 0$) напор L_{kad} будет больше, чем для случая, когда $c_{k1u} = 0$.

При регулировании с помощью ВНА расширяется диапазон работы компрессора по расходу воздуха, повышаются его КПД и антипомпажные качества, изменяются давления p_k , а, следовательно, давление p_1 и частота вращения ротора $n_{тк}$.

Этот способ регулирования начинает находить применение в турбокомпрессорах для автомобильных двигателей. Основной недостаток – конструктивная и технологическая сложности регулируемого ВНА.

10.2.3. Поворот лопаток диффузора

Другой разновидностью количественного регулирования является изменение проходных сечений диффузора поворотом его лопаток. Расход воздуха через диффузор описывается уравнением

$$G_k = \pi D_{k3} b_{k3} \rho_{k3} c_{k3} \sin \alpha_3, \quad (10.3)$$

где b_{k3} и D_{k3} – соответственно высота лопаток и диаметр окружности диффузора на входе в его лопаточную часть; ρ_{k3} и c_{k3} – плотность и скорость воздуха на входе в лопаточный диффузор; α_3 – угол входа потока на лопатки диффузора.

Из формулы 10.3 следует, что расход воздуха можно регулировать изменением угла α_3 входа потока на лопатки диффузора. Величину этого угла определяют для расчетного режима ($M_{к\max}$ или $N_{e\text{ ном}}$). При отклонении режима от расчетного происходит удар набегающего потока в вогнутую сторону лопаток и образование вихрей на выпускной стороне

при больших расходах G_k и срыв потока с вогнутой стороны лопаток при малых расходах G_k . КПД компрессора η_{kad} в этом случае заметно снижается.

Если при отклонении направления потока воздуха от расчетного соответственно этому устанавливать лопатки диффузора, то η_{kad} повышается, а характеристика компрессора “смещается” как в сторону меньших, так и в сторону больших расходов, т.е. расширяется рабочий диапазон компрессора. В выполненных конструкциях (в ТК большой размерности) подвижной является не вся лопатка, а только ее передняя часть.

Вследствие достаточно сложной конструкции механизма поворота лопаток этот способ применяется редко.

10.2.4. Проблемы регулирования наддува со стороны компрессора в автотракторных двигателях

Сложности регулирования турбонаддува со стороны компрессора в автотракторных двигателях в большинстве случаев обусловлена достаточно малыми геометрическими размерами агрегатов наддува (диаметры колеса компрессора от 20 до 150 мм), относительно небольшими степенями повышения давления в компрессоре ($\pi_k = 1,2 \dots 1,7$) и расходами воздуха через компрессор ($G_k = 0,02 \dots 0,10$ кг/с).

Относительно малые размеры рабочих колес компрессора существенно усложняют компоновку систем изменения положения лопаток во входном направляющем аппарате и в диффузоре. Малые степени повышения давления и расходы газа через компрессор соответственно сужают диапазон регулирования агрегата наддува изменением этих параметров. Кроме того, ограничение расхода воздуха через компрессор приводит к нерациональному использованию энергии ОГ, и, следовательно, к ухудшению мощностных и экономических показателей комбинированного силового агрегата.

В связи с этим регулирование наддува со стороны турбины считается более эффективным способом регулирования газотурбинного наддува в автотракторных двигателях.

10.3. Регулирование наддува со стороны турбины

Анализ опубликованных источников показывает, что в настоящее время отдается предпочтение регулированию наддува со стороны турбины. Интенсивные исследования по созданию таких систем ведутся фирмами: Митцубиси (Япония), Гаррет (США), ККК

(Германия) и многими другими зарубежными и отечественными организациями, несмотря на то, что повышение стоимости этих турбокомпрессоров достигает 50%. Выбор способа регулирования наддува определяется необходимостью получения требуемой надежности, мощностных, экономических и экологических показателей двигателя.

Преимущественное применение нашло регулирование наддува со стороны турбины следующими способами: перепуск газов минуя турбину, изменяемый парциальный подвод газа к колесу турбины, поворот лопаток соплового аппарата (изменяемая геометрия) и СА со скользящими лопатками.

10.3.1. Перепуск газа минуя турбину

Регулирование наддува перепуском газа минуя турбину получило преимущественное применение на автомобильных двигателях, как наиболее простой, надёжный и относительно дешёвый способ [20, 33].

Основной задачей, решаемой с помощью перепуска газов минуя турбину, является ограничение максимального давления наддува p_k при повышении частоты вращения коленчатого вала n_e и поддержание или ограничение необходимого уровня p_k в некотором диапазоне частот n_e эксплуатационных режимов двигателя. Перепуск газа, в определённой мере, может использоваться для предотвращения работы компрессора ТКР в области помпажа и «исправления» характеристики компрессора с целью перемещения точки совместной работы силового агрегата и компрессора в область более высоких КПД в соответствии с работой двигателя на частичных режимах. Кроме того, этим способом можно несколько уменьшить негативный эффект от «турбоямы». «Турбояма» - это явление, связанное с запаздыванием повышения крутящего момента и (или) частоты вращения коленчатого вала при резком повышении нагрузки или воздействии на орган управления с целью увеличения подачи топлива. Возникновение его обусловлено большой инерционностью ротора турбокомпрессора и особенностями протекания газодинамических процессов во впускной и выпускной системах. Перепуск газа также предпочтителен при проявлении «турбоподхвата», под которым понимается эффект резкого повышения крутящего момента при положении органа управления на максимальную подачу топлива в процессе разгона (увеличения n_e).

Различают нерегулируемый и регулируемый перепуск газов минуя турбину.

10.3.1.1. Нерегулируемый перепуск газов

В этом случае в корпусе турбины выполняется сверление, так называемый байпасный канал (от английского названия – *by pass*) или осуществляется отвод отработавших газов из выпускного трубопровода в систему выпуска за турбину с помощью специального патрубка, который иногда называют «вейстгейт (*waste gate*)», а иногда «скример (*screamer pipe*)». Для получения необходимого расхода газа через канал перепуска в нём устанавливается дроссель (жиклёр). Геометрические параметры дросселя выбираются при согласовании параметров поршневой части двигателя с геометрическими и газодинамическими параметрами агрегата наддува с учетом условий работы комбинированного двигателя. Этот способ не позволяет изменять параметры системы наддува в процессе работы двигателя с турбонаддувом. Использование данной системы фактически всего лишь расширяет диапазон работы турбокомпрессора в составе комбинированного силового агрегата, поэтому параметры нерегулируемого перепуска определяются на этапе проектирования или доводки силового агрегата и остаются неизменными в течение всего периода эксплуатации.

10.3.1.2. Регулируемый перепуск газов

Регулируемый перепуск газов минуя турбину реализуется путем установки клапана перепуска вместо дросселя в байпасном канале. Простейшим способом регулирования перепуска газов можно считать дискретное регулирование, осуществляемое полным открытием либо закрытием перепускного клапана в зависимости от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя, давлений во впускном и выпускном трубопроводах, температуры газов перед турбиной и т.д. Однако, подобная система регулирования наддува обладает недостаточной гибкостью и не позволяет получить необходимые на сегодняшний день показатели экономичности и токсичности силового агрегата. Поэтому, в настоящее время, получают все большее распространение системы с непрерывным регулированием перепуска газа минуя турбину. Рассмотрим принципы работы подобной системы на примере ТКР WGT фирмы *Honeywell-Garrett*, США (рис.10.5) [20].

Отработавшие в цилиндре газы из выпускного трубопровода 8 попадают на вход в турбину 1. В случае, если частота вращения коленчатого вала n_e менее $n_{кр} = 0,4 n_{e\text{ ном}}$, электронный блок управления (ЭБУ) посредством электропневматического преобразователя 5 подает разрежение от вакуумного насоса 4 на пневматический исполнительный механизм 6. Исполнительный механизм закрывает перепускной клапан 3 и газы из выпускного тру-

бопровода в полном объеме расширяются на турбине, обеспечивая максимальный уровень давления наддува на текущем скоростном режиме. В случае, если n_e превышает $n_{kp} = 0,4n_{enom}$, т.е. ($n_{kp} \leq n_e < n_{enom}$), то ЭБУ посредством электропневматического преобразователя и пневматического исполнительного механизма изменяет подъем перепускного клапана таким образом, чтобы расход газов через байпасный канал компенсировал избыточное поступление ОГ к турбине, что позволяет поддерживать постоянное давление наддува p_k во всем диапазоне скоростных режимов от режима максимального крутящего момента до режима номинальной мощности. Для выработки управляющего сигнала используют отношения показаний датчиков давления: p_k/p_o , p_k/p_{ok} , p_k/p_t , p_t/p_{ot} (или их разности), где p_o , p_{ok} , p_k , p_t , p_{ot} – давления, соответственно, атмосферное, на входе в компрессор, наддува, перед турбиной и на выходе из турбины.

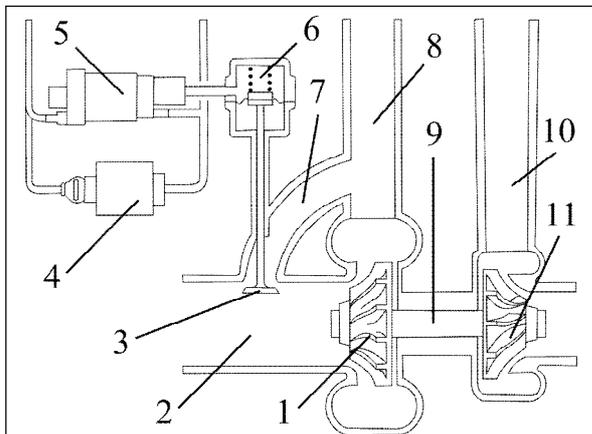
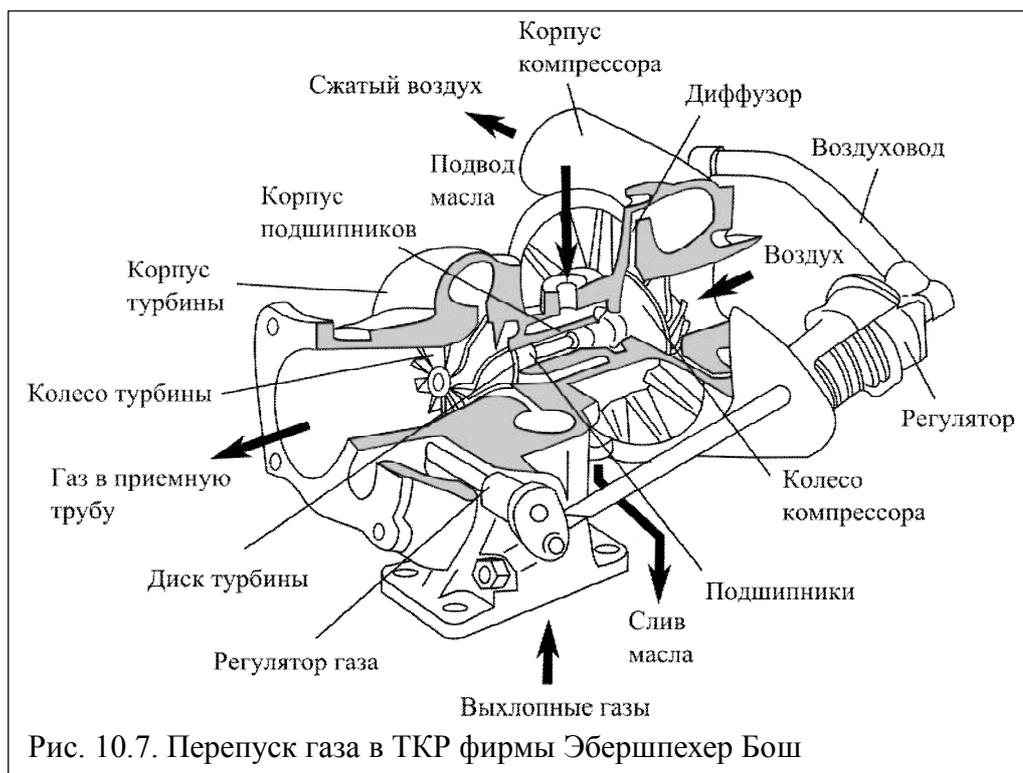


Рис. 10.5. Система регулируемого перепуска газов минуя турбину (TKP WGT, Honeywell-Garrett) [32]:
 1 – турбина; 2 – система выпуска; 3 – перепускной клапан; 4 – вакуумный насос; 5 – электропневматический преобразователь; 6 – пневматический исполнительный механизм; 7 – байпасный канал; 8 – выпускной трубопровод; 9 – вал турбокомпрессора; 10 – впускной трубопровод; 11 – компрессор

Общий вид турбокомпрессора WGT с системой регулируемого перепуска показан на рис. 10.6.



На рис. 10.7. приведена схема регулирования наддува перепуском газов минуя турбину в ТКР фирмы Эбершпехер Бош для автотранспортных двигателей мощностью 55...368 кВт (75...500 л.с.).



Общий вид клапана регулируемого перепуска газов минуя турбину в сборе с пневматическим исполнительным механизмом приведен на рис. 10.8, а на рис.10.9 показан

пример регулирования перепуска газов минуя турбину не через байпасный канал в корпусе турбины, а с использованием скримера.



Рис. 10.8. Клапан регулируемого перепуска газов минуя турбину в сборе с пневматическим исполнительным механизмом



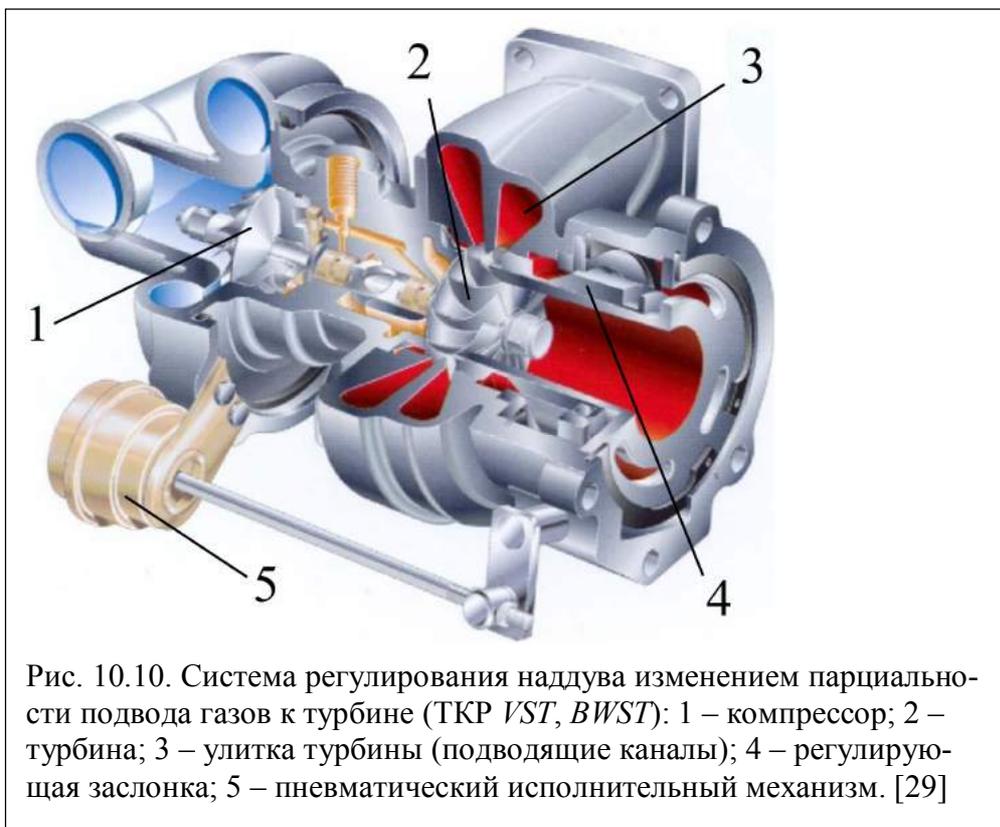
Рис. 10.9. Компоновка скримера системы регулируемого перепуска газа на выпускном трубопроводе двигателя с турбокомпрессором типа *RHB*, фирмы *ИИ*, (Япония)

Перепускаемый газ иногда используют для эжектирования основного потока газа на выходе из рабочего колеса турбины. Несмотря на достаточно высокую гибкость регулирования турбонадува путем регулируемого перепуска газов минуя турбину данный метод не лишен недостатков. Одним из них является перепуск ОГ с высокой температурой за

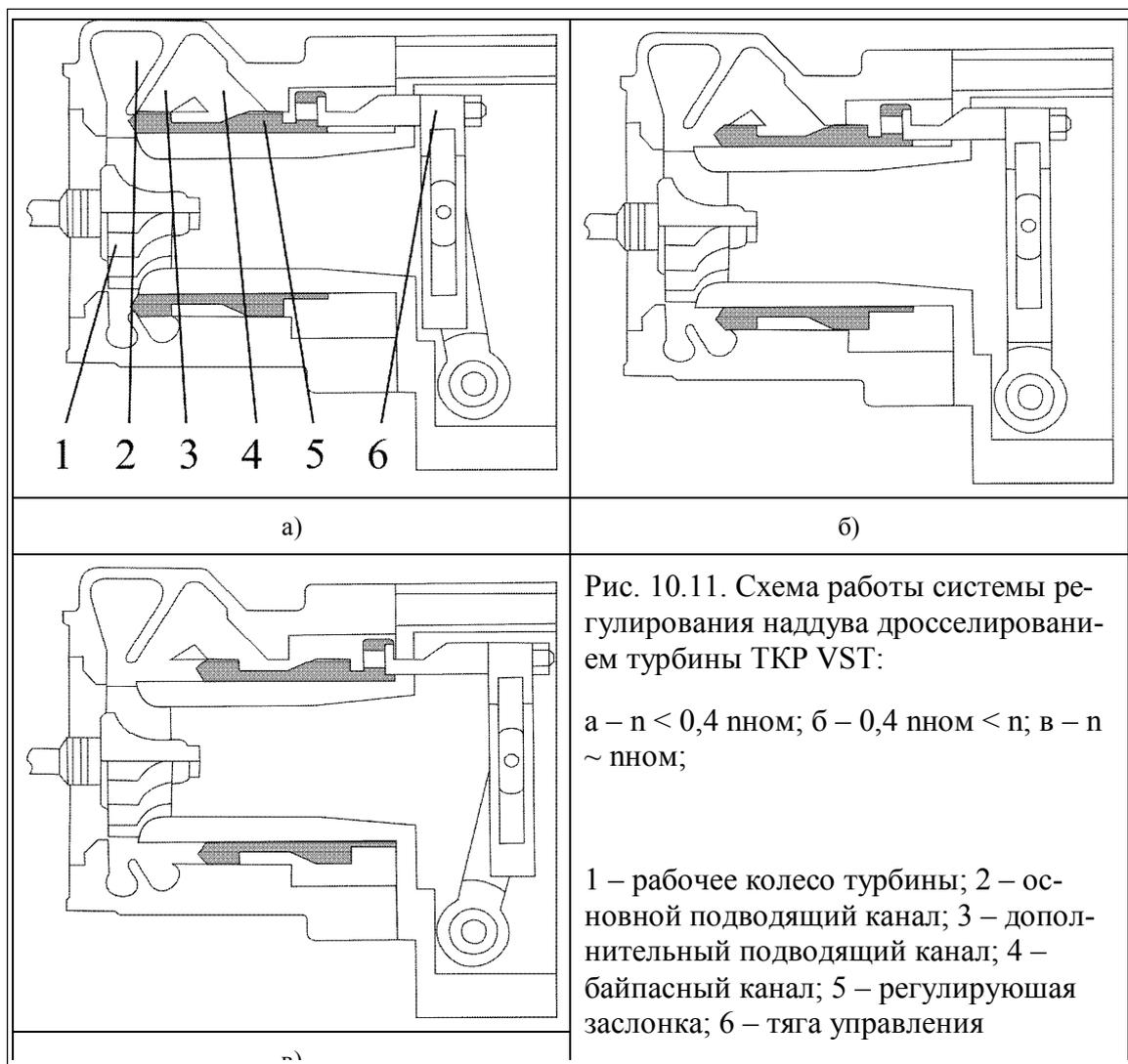
турбину, что приводит к недостаточному использованию энергии ОГ и, следовательно, к ухудшению показателей двигателя.

10.3.2. Изменение парциальности подвода газа к колесу турбины

При парциальном подводе газа к рабочему колесу турбины предполагается разделение его движения на два и более потоков. Существуют различные способы разъединения потока по подводящим каналам и соответствующие методы изменения парциальности подвода газа к колесу турбины. Наибольшее применение получило изменение парциальности подвода газа дросселированием его на входе в турбину. Дросселирование газа на входе предполагает перекрытие части проходного сечения безлопаточного соплового аппарата (БСА) турбины с целью ограничения расхода газов через турбину на частичных режимах. При этом создается местное сопротивление, вследствие чего и уменьшается расход газа через турбину ТКР. Изменяя величину проходного сечения второго канала можно добиться изменения мощности турбины и, следовательно, либо поддерживать постоянное давление наддува, либо, при необходимости, повысить его, обеспечив при этом устойчивую работу агрегата наддува. Примером изменяемого парциального подвода газа к колесу турбины является турбокомпрессор *VST (BWST, США)* [32], приведённый на рис. 10.10.



БСА турбины 3 разделён на два подводящих канала – основной и дополнительный. В процессе работы системы регулирования пневмопривод 5 перемещает регулируемую заслонку 4, осуществляя регулирование площади проходного сечения дополнительного канала. Рассмотрим работу системы регулирования ТКР VST подробнее по рис. 10.11 [29].



На режимах малых частот вращения $n_e \leq 0,4n_{ном}$ (рис. 10.11.а) регулирующая заслонка 5 находится в закрытом положении, подвод газов на рабочее колесо турбины 1 осуществляется только через основной подводящий канал 2, благодаря чему поддерживается достаточно высокая степень расширения газов на турбине π_t . При повышении частоты вращения коленчатого вала до величин, превышающих частоту вращения на режиме максимального крутящего момента $n_e > 0,4n_{eM_{max}}$ (рис. 10.11.б) исполнительный механизм через тягу управления 6 открывает регулируемую заслонку, проходное сечение дополнительного подводящего канала 3 увеличивается, что приводит к увеличению расхода газа через

турбину. При этом, увеличение частоты вращения коленчатого вала не приводит к существенному росту π_t , что позволяет поддерживать давление наддува практически постоянным. Дальнейшее повышение частоты вращения коленчатого вала $n_e \approx n_{enom}$ (рис. 10.11.в) приводит к перемещению заслонки 5, при котором открывается байпасный канал 4, что позволяет осуществить регулируемый перепуск газов минуя турбину и сохранить постоянное давление наддува на скоростных режимах, близких к номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Существенным недостатком регулирования наддува этим способом является уменьшение работоспособности газов (увеличение энтропии и понижение давления не связанное с совершением механической работы, характерное для процессов дросселирования) обусловленное потерями на преодоление местного сопротивления. В некоторых случаях эти потери могут оказаться значительными, однако относительная простота и компактность системы, подобной примененной на ТКР *VST*, показывают возможную перспективность этого метода регулирования наддува на малоразмерных двигателях.

10.3.3. Поворот лопаток соплового аппарата на входе в турбину

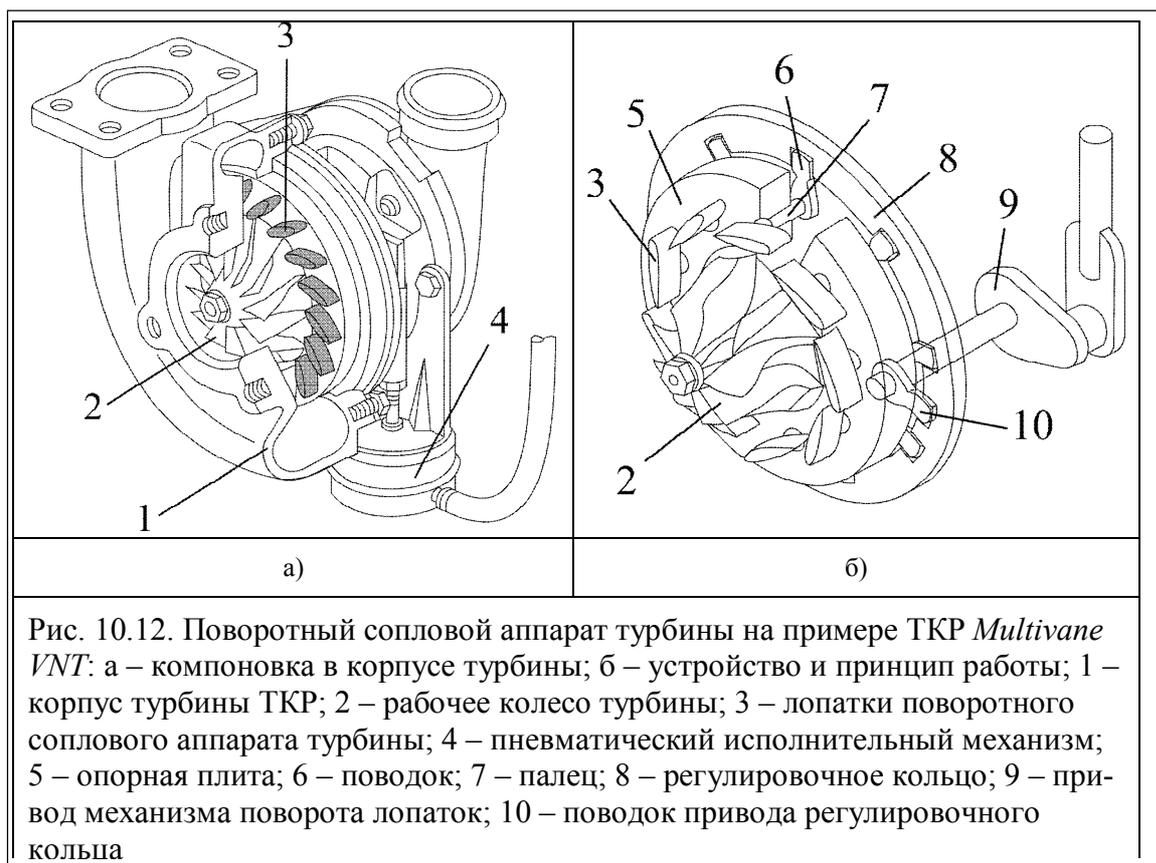
К этому способу относят турбины с так называемой «изменяемой геометрией». При повороте лопаток соплового аппарата может изменяться характер течения газа в каналах турбины и парциальность его подвода к рабочему колесу. Главной целью при этом является регулирование давления наддува p_k путем изменения работы газов в турбине, которая зависит от их расхода G_t и КПД η_t [9].

Расход газа через турбину, определяемый проходным сечением соплового аппарата описывается уравнением

$$G_t = \pi D_{l2} b_{l2} c_{l2} \rho_{l2} \rho_p \sin \alpha_2, \quad (10.4)$$

где параметры на выходе из соплового аппарата: D_{l2} , b_{l2} – диаметр и высота лопаток; c_{l2} , ρ_{l2} – скорость и плотность газа; ρ_p – степень парциальности турбины; α_2 – угол выхода потока газа. Поворот лопаток СА для регулирования проходных сечений на входе в колесо турбины может осуществляться различными методами, которые обычно сочетаются друг с другом.

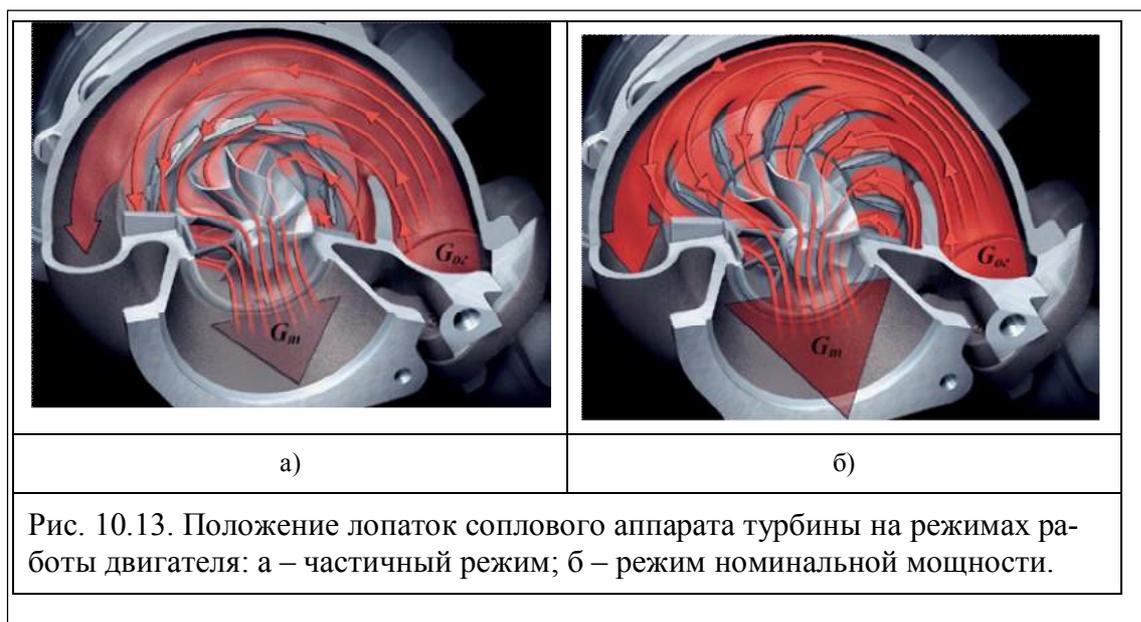
Рассмотрим устройство и работу системы поворота лопаток соплового аппарата на входе в турбину на примере турбокомпрессора *Multivane VNT* [20] (рис. 10.12).



Лопатки поворотного соплового аппарата 3 установлены на входе в турбину 2 из улитки турбины 1. Поворотный сопловой аппарат крепится к корпусу турбины посредством опорной плиты 5. Лопатки поворотного соплового аппарата закреплены на пальцах 7, проходящих через опорную плиту 5. Поворот лопаток осуществляется воздействием регулировочного кольца 8 на поводки 6, закрепленные на пальцах 7 лопаток 3 под опорной плитой 5. На режимах малых частот вращения коленчатого вала ($n_e < 0,4 n_{e\text{ nom}}$) пневматический исполнительный механизм 4 через привод 9 поворачивает регулировочное кольцо 8 посредством поводка 10 таким образом, чтобы лопатки поворотного соплового аппарата 3 приняли положение, при котором сечение горла канала стало минимальным, в результате чего увеличится давление газа перед турбиной и скорость c_{t2} . При увеличении частоты вращения n_e в диапазоне $0,4 n_{e\text{ nom}} < n_e < n_{e\text{ nom}}$ исполнительный механизм 4 посредством привода механизма лопаток 9 через поводок 10 поворачивает регулировочное кольцо 8 таким образом, чтобы лопатки поворотного соплового аппарата 3 заняли положение, соответствующее текущему скоростному режиму двигателя. При этом обеспечиваются достаточная динамичность ТКР, позволяющая избежать «турбоямы», и практически постоянное давление наддува в диапазоне частот вращения коленчатого вала от ре-

жима максимального крутящего момента до режима номинальной мощности. Кроме того, в случае дизелей с турбонаддувом, работа которых предусматривает необходимость поддержания постоянной частоты вращения коленчатого вала, применение поворотного соплового аппарата на входе в турбину позволяет выполнить условие увеличения давления наддува в том же диапазоне скоростных режимов.

Принцип регулирования мощности турбины с помощью поворотного соплового аппарата можно проиллюстрировать рис. 10.13 [34].



Увеличение степени парциальности турбины, достигаемое поворотом лопаток соплового аппарата в положение, соответствующее его минимальному проходному сечению (рис. 10.13.а), приводит к росту сопротивления на входе в турбину и, следовательно, к уменьшению расхода газов. Это способствует повышению давления газов перед турбиной. Одновременно, профилированный лопаточный аппарат обеспечивает такое направление движения газов на входе в колесо турбины, которое позволяет увеличить величину теоретической работы турбины (7.16), и, следовательно, эффективность использования энергии ОГ в целом. При увеличении скоростного режима давление газов в выпускном трубопроводе увеличивается, и мощность турбины возрастает. Для поддержания постоянного давления наддува необходимо увеличить расход газа через турбину с целью обеспечения постоянной степени расширения π . Для этого лопатки поворотного соплового аппарата устанавливаются в положение, показанное на рис. 10.13.б. При этом увеличивается проходное сечение соплового аппарата, возрастает расход газов через турбину, а лопатки пово-

ротного соплового аппарата обеспечивают такое направление движения газов на входе в колесо турбины, которое не приводит к чрезмерному возрастанию ее теоретической работы. Описанные особенности влияния поворотного соплового аппарата на работу турбины позволяют обеспечивать приемлемые динамические характеристики комбинированного двигателя при достаточно высоких экологических и экономических показателях силового агрегата благодаря максимально полному использованию энергии ОГ.

Общий вид ТКР *Multivane VNT* с поворотным сопловым аппаратом на входе в турбину приведен на рис. 10.14 [34].



Рис. 10.14. ТКР *Multivane VNT* с поворотным сопловым аппаратом на входе в турбину

10.3.4. Сопловой аппарат со скользящими лопатками на входе в турбину

Промежуточное положение между системами регулирования наддува дросселированием потока газа перед турбиной и поворотом лопаток соплового аппарата может служить система, примененная на турбокомпрессоре *Slidevane VNT*. В данном турбокомпрессоре используется поршень, при движении частично перекрывающий канал, подводящий газы на вход турбины.

На поршне выполнены фиксированные лопатки соплового аппарата (рис. 10.15.а), изменяющие парциальность подвода газа к колесу турбины. Таким образом, система регулирования турбины сочетает в себе особенности работы систем дросселирования и систем с поворотными лопатками соплового аппарата на входе в турбину.

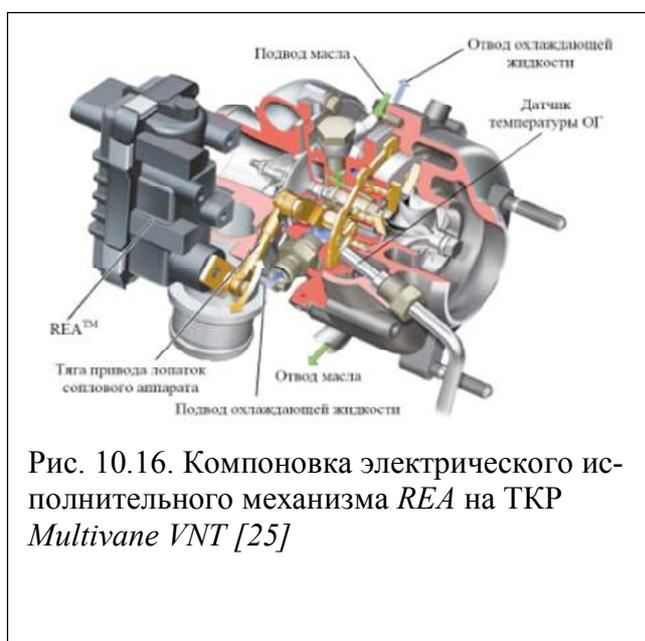


При работе комбинированного ДВС на режиме $n_e \sim n_{e\text{ ном}}$ поршень максимально полно открывает подводящий канал и газы из выпускного трубопровода беспрепятственно поступают на рабочее колесо турбины. При уменьшении частоты вращения ($0,4 n_{e\text{ ном}} < n_e < n_{e\text{ ном}}$) поршень частично перекрывает сечение подводящего канала, расход газов через турбину, при этом, несколько уменьшается, а давление в выпускном трубопроводе увеличивается поддерживая неизменной степень расширения газов на турбине π_t и, следовательно, обеспечивая постоянство давления наддува. Снижение частоты вращения до значений $n_e < 0,4 n_{e\text{ ном}}$ приводит к перемещению поршня в крайнее положение, соответствующее минимальному проходному сечению подводящего канала. Одновременно с уменьшением сечения канала лопатки соплового аппарата обеспечивают формирование потока газа, движущегося в направлении способствующем получению максимальной теоретической работы турбины при данных условиях. Сочетание принципов регулирования, характерных для дросселирования и поворотного соплового аппарата позволяют добиться достаточно высоких динамических, экологических и экономических показателей комбинированного силового агрегата, оснащенного ТКР *Slidevane VNT*.

10.3.5. Исполнительные механизмы регулирования наддува со стороны турбины

Обеспечение работы систем регулирования наддува невозможно без использования соответствующих исполнительных механизмов для привода органов управления турбиной

ТКР. Большинство применяемых на сегодняшний день систем регулирования наддува оснащено пневмомеханическими исполнительными механизмами (рис.10.5, 10.6, 10.7, 10.10, 10.14, 10.15.б и др.). Однако использование подобных механизмов связано с наличием ряда ограничивающих факторов, особенно сильно проявляющихся в связи с широким распространением электронных систем управления комбинированными двигателями внутреннего сгорания. Таким фактором является, например, косвенное регулирование наддува, связанное с невозможностью в пневмомеханических исполнительных механизмах непосредственного воздействия ЭБУ на органы управления турбиной. Кроме того, пневматическим системам свойственно явление неизменности параметров регулирующего воздействия при малых изменениях управляющего электрического сигнала (явление гистерезиса). Указанное ограничение не позволяет осуществлять управление комбинированным двигателем с максимально возможными точностью и гибкостью, обеспечиваемыми современными системами электронного управления. В связи с этим все большую популярность набирают электрические исполнительные механизмы, осуществляющие непосредственный привод органов управления турбиной в соответствии с сигналами ЭБУ КДВС. Пример компоновки подобного привода на турбокомпрессоре Multivane VNT был приведен на рис. 10.16.



В дополнение следует отметить, что японские фирмы считают турбонаддув наиболее эффективным средством уменьшения рабочего объема двигателя при сохранении необходимой эффективной мощности и других показателей.

Для полноты картины приведём таблицу, заимствованную из [23], которая с достаточной полнотой показывает результаты работ по совершенствованию наддува (табл. 10.1).

Таблица 10.1.

Значимость проблем совершенствования турбопоршневых двигателей [23]

Проблема	До 1991 г.	Сегодня
Высокая термическая и механическая нагрузка	Значима	Решаема
Неблагоприятное изменение крутящего момента	Значима	Не значима
Замедленный характер срабатывания	Значима	Не значима
Высокие конструктивные затраты	Значима	Решаема
Слишком высокая стоимость для малых машин	Значима	Решаема
Дополнительные затраты на охлаждение масла	Значима	Не значима
Затраты на охлаждение надувочного воздуха	Значима	Значима
Очень низкая степень сжатия (бензиновый ДВС)	Значима	Не значима
Затратное регулирование фаз газораспределения	Значима	Решаема
Снижение шума	Значима	Решаема
Снижение вредных выбросов с ОГ	Не значима	Решаема

Список использованных источников

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, Е.Н. Зайченко, Л.С. Аршинов.- М.: Машиностроение, 1991.- 336 с.
2. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей/ Д.А. Дехович, Г.И. Иванов, М.Г. Круглов и др. / Под ред. М.Г. Круглова.- М.: Машиностроение, 1973. – 298 с.
3. Гаврилов А.А. Импульсная система наддува четырехтактных малоцилиндровых дизелей / А.А. Гаврилов, В.В. Эфрос// Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1997, № 10. –С. 16-18, № 11. – С.24-27.
4. Гаврилов А.А. Определение текущего расхода воздуха в двигателях с турбонаддувом с использованием характеристики компрессора// Совершенствование мощностных,

экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII Междунар. науч.-практ. конф., Владим. гос. ун-т.-Владимир, 2001.–С.41-45.

5. *Гаврилов А.А.* Расчет газодинамических параметров турбокомпрессора для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие / А.А. Гаврилов, А.Ю. Абалев// Владим. гос. ун-т. – Владимир, 2001. – 60 с.

6. *Гаврилов А.А.* Проектирование турбокомпрессоров для наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов; Владим. гос. ун-т.-Владимир; Изд-во Владим. гос. ун-та, 2009.-88с.-ISBN 978-5-9984-0003-2

7. *Гаврилов А.А.* Аппроксимация универсальной характеристики компрессора в математической модели цикла ДВС / А.А. Гаврилов, В.М. Лазарев, Н.А. Шарапов, В.В. Эфрос / Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Материалы XII Международной науч.-практ. конференции.- Владим. гос. ун-т.- Владимир, 2010.-С.100-104.

8. *Гаврилов А.А.* Модель турбонаддува в цикле двигателя с переменным давлением воздуха на впуске / А.А. Гаврилов, А.Н. Гоц // Фундаментальные исследования , №8 (часть 1), 2013. .С. 24-28. – Библиогр. 28. ISSN 1817-7339.

9. *Крутов В.И.* Регулирование турбонаддува ДВС: Учебное пособие для ВУЗов / В.И. Крутов, А.Г. Рыбальченко.- М.: Высш. Школа, 1978.-213 с.

10. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-IV/ Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др.; Под общ. Ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013.-784 с.

11. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1980. – 390 с.

12. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

13. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст]: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; Под ред. В.Н. Луканина.-2-е изд., перераб. и доп.-М.: Высшая школа, 2005.-479с.:ил.- ISBN 5-06-004142-5.

14. *Лямцев Б.Ф.* Турбокомпрессоры для наддува двигателей внутреннего сгорания / Б.Ф. Лямцев, Л.Б. Микеров // Теория, конструкция и расчет [Текст]: Учебное пособие/ Ярослав. Гос. Техн. Ун-т. – Ярославль, 1995. – 132 с.
15. *Патрахальцев Н.Н.* Наддув двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие.-М.: Изд-во РУДН, 2003.- 319 с.: ил.- ISBN 5-209-01501-7.
16. *Патрахальцев Н.Н.* Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко // [Текст]:-М.:Легион-Автодата,2007.-176с.: ил.
17. *Портнов Д.А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М.: Машгиз, 1963.-640 с.
18. Русинов Р.В. Инерционно-резонансный наддув плршневых двигателей/ Р.В. Русинов, Г.П. Поршневу, И.М. Герасимов, А.Г. Семенов // Двигателестроение, № 2, 2002.-С. 13-16.
19. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей.- М.: Машиностроение, 1964.- 248 с.
20. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. 1-е русское изд. [Текст]. – М.:ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004.-480 с. (29е)
21. Теория и расчет турбокомпрессоров: Учебное пособие для студентов вузов/ К.П. Селезнев, Ю.А. Галеркин, В.П. Митрофанов и др.; Под ред. К.П. Селезнева. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
22. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
23. *Хак Г.* Турбодвигатели и компрессоры: справ. пособие / Г. Хак, Лангкабель. – М.: ООО “Издательство Астрель”: ООО “Издательство АСТ”, 2003. – 351 с.
24. *Циннер К.* Наддув двигателей внутреннего сгорания: Перевод с немецкого/Под ред. д-ра техн. наук Н.Н. Иванченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. – 264с.
25. Электронно-поддерживаемый наддув [Текст]: Автостроение за рубежом.-2004, май.- С.12-14.-ISSN 1684-7725. (39е)
26. Adjustable Turbocharger. Design and Function [Text] / Self-Study Programme №190. - Wolfsburg: Service Department VOLKSWAGEN AG, 1996.-32p. (31е)
27. Automotive EngineeringInternational. April 2002. Warrendate, PA:
28. Dieter Neyer, Richard Dorenkamp, Pol Rottenkolber; 25 Jahre Dieselmotoren bei Volkswagen [Текст].- MTZ-2001, май. (26е)

29. Hoecker, P.; Pfluger, F.; Jaisle, J. W.; Munz, S. Moderne Aufladekonzepte für PKW Dieselmotoren 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 28. – 29.
30. Parallel-sequenzielle Bi-Turboaufladung. [Text]. MTZ.-2006, september.-P.606-614.- ISSN 0024-8525 10814. (41e)
31. Stone R. Introduction to Internal Combustion Engines.- Third Edition. Warrendale, PA: SAE International, 1999.- 641 p.
32. Turbocharger aftermarket Honeywell-Garrett. Garrett variable geometry turbochargers [Text]: -Cheshire: Honeywell U.K. LTD, 2003.-32p. (30e)
33. Каталог ТКР [Электронный ресурс]. – Режим доступа к статье <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/products/catalog.html> (28e)
34. How does Variable Turbine Geometry work? [Электронный ресурс]. – Режим доступа к статье <http://paultan.org/archives/2006/08/16/how-does-variable-turbine-geometry-work/> . (32e)
35. September 2000. [Электронный ресурс].- Режим доступа к статье <http://www.turbos.bwauto.com/service/default.aspx?doctype=12> . (33e)
36. *Гаврилов А.А.* Влияние внешних факторов на давление рабочего тела в цикле поршневого двигателя./ А.А. Гаврилов, А.Н. Гоц// Материалы V-ой Украинской науч. техн. конференции с междунар. участием.- Первомайск, 2013.- С. 52-59.
37. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы . / Под ред. проф. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение, 1974. – 550 с.
38. *Гоц А.Н.* Моделирование внешних скоростных характеристик двигателей на стадии проектирования / А.Н. Гоц, А.А. Гаврилов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 2003, № 8. –С. 31-36.