

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Оренбургский государственный университет»

*А.В. Пузаков, М.И. Филатов*

# **НАДДУВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебное пособие

Рекомендовано к изданию учёным советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательной программе высшего образования по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Оренбург  
2018

УДК 629.33(075.8)

ББК 39.33-04я73

П 88

Рецензенты: д-р техн. наук, доцент, профессор кафедры автомобильного транспорта ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет) А.В. Гриценко;

д-р техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет» Р.Ф. Калимуллин

### **Пузаков, А.В.**

П-88 Наддув автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / А.В. Пузаков, М.И. Филатов; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 235 с.

В учебном пособии рассмотрены принципы работы и устройство механических, электрических и турбокомпрессоров автомобильных двигателей внутреннего сгорания. Представлены методы регулирования давления наддува и решения проблемы турбоямы на современных двигателях внутреннего сгорания. Рассмотрена установка механических и турбонагнетателей с целью форсирования автомобильных двигателей. Приведена методика расчёта эффективности установки турбокомпрессора.

Учебное пособие предназначено для обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

УДК 629.33(075.8)

ББК 39.33-04я73

ISBN

© Пузаков А.В.,  
Филатов М.И., 2018  
© ОГУ, 2018

## Содержание

Введение.....	5
1 Основные положения.....	7
1.1 Проблема наддува автомобильных двигателей .....	7
1.2 Основные понятия о наддуве ДВС.....	9
1.3 Наддув дизелей и бензиновых двигателей.....	23
1.4 Достоинства и недостатки применения наддува.....	24
1.5 Контрольные вопросы.....	28
2 Механические нагнетатели.....	30
2.1 Общая характеристика механических нагнетателей.....	30
2.2 Поршневые компрессоры.....	36
2.3 Центробежный нагнетатель.....	39
2.4 Винтовой компрессор.....	45
2.5 Нагнетатель Ванкеля.....	48
2.6 Спиральный нагнетатель.....	51
2.7 Роторно-шестерёнчатый компрессор Рутс.....	55
2.8 Нагнетатели, приводимые волновым давлением газа.....	61
2.9 Регулирование механических нагнетателей.....	66
2.10 Контрольные вопросы.....	77
3 Турбокомпрессоры.....	79
3.1 Области применения.....	80
3.2 Конструкция турбокомпрессора.....	82
3.3 Датчики в системе турбонаддува.....	90
3.4 Охлаждение наддувочного воздуха.....	96
3.5 Регулирование давления турбонаддува.....	100
3.6 Способы снижения инерционности турбонаддува.....	106
3.7 Контрольные вопросы.....	121
4 Комплексные системы наддува ДВС.....	122
4.1 Параллельное подключение турбокомпрессоров.....	122

4.2	Поэтапное параллельное подключение турбокомпрессоров..	125
4.3	Последовательное подключение турбокомпрессоров.....	129
4.4	Поэтапное последовательное подключение турбокомпрессоров.....	133
4.5	Комбинированный наддув.....	141
4.6	Совместная работа компрессора с электроприводом, последовательно соединённого с турбокомпрессором.....	150
4.7	Тройной и четверной турбонаддув.....	161
4.8	Контрольные вопросы.....	164
5	Форсирование автомобильных ДВС применением наддува.....	166
5.1	Установка турбо-кита.....	166
5.2	Постройка системы турбонаддува.....	170
5.3	Контрольные вопросы.....	176
6	Расчёт эффективности установки турбокомпрессора.....	177
6.1	Построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания.....	177
6.2	Расчёт давления наддува.....	179
6.3	Подбор турбокомпрессора.....	181
6.4	Оценка эффективности установки турбокомпрессора.....	187
6.5	Контрольные вопросы.....	187
	Заключение.....	188
	Список использованных источников.....	190
	Глоссарий.....	192
	Приложение А Исходные данные для расчёта (обязательное).....	201
	Приложение Б Турбокарты компрессоров (справочное).....	202
	Приложение В Пример расчёта (рекомендуемое).....	226

## Введение

Для стационарных двигателей, то есть таких, которые не связаны с автомобильным транспортом, тракторами, вообще транспортными, то есть подвижными, мобильными установками, параметры веса или даже габариты не играют существенной роли. Поэтому повышение их мощности с одновременным увеличением габаритов и веса, насыщение установок тяжёлым вспомогательным оборудованием не составляют особой проблемы.

Иначе обстоит дело с установками транспортного назначения, установками, требующими высоких динамических качеств, когда возникает необходимость не только снижения массы двигателя, но и уменьшения его габаритов при высокой мощности и низкой инерционности. Создатели автомобилей требуют всё более мощных двигателей при пониженных весовых и габаритных показателях. Конечно, использование более прочных материалов при более низкой их плотности, применение вспомогательных механизмов и в целом двигателя более рациональных конструкций позволяют снизить массу установки. Но наиболее радикальным средством улучшения удельных мощностных показателей (массовых или габаритных) является всё же наддув двигателя.

Под наддувом понимается зарядка цилиндров двигателя повышенным количеством воздуха, подаваемым от того или иного источника давления, что обеспечивает сжигание в нём повышенного количества топлива, а значит, получение повышенной мощности в практически тех же весовых и габаритных ограничениях.

Наддув может применяться не только для повышения мощности или экономичности двигателя, но и для снижения токсичности и дымности его выбросов. В соответствии с законодательством ряда стран, в условиях с ограниченным воздухообменом (парники, шахты, карьеры, тоннели и т. д.)

разрешено применение лишь дизелей с наддувом, применяемым в этом случае для повышения экологических качеств установок.

Стремительное совершенствование систем и агрегатов наддува автомобильных двигателей внутреннего сгорания привело к тому, что современные разработки в данной области не отражены в учебной и методической литературе, поэтому целью пособия является систематизация и актуализация сведений, касающихся принципов работы и устройства механических, электрических и турбокомпрессоров автомобильных двигателей внутреннего сгорания.

Авторы выражают признательность рецензентам издания, замечания и пожелания которых позволили улучшить форму представления материала пособия:

– доктору технических наук, доценту Гриценко Александру Владимировичу, профессору кафедры автомобильного транспорта ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет);

– доктору технических наук, доценту Калимуллину Руслану Флюоровичу, доценту кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет».

О замеченных недостатках в тексте учебного пособия просьба сообщать на кафедру технической эксплуатации и ремонта автомобилей ФГБОУ ВО «Оренбургского государственного университета» (460018, г. Оренбург, пр. Победы, 13, кафедра технической эксплуатации и ремонта автомобилей, [tera@mail.osu.ru](mailto:tera@mail.osu.ru)). Авторы с благодарностью примут и рассмотрят любые предложения, направленные на улучшение издания.

# 1 Основные положения

## 1.1 Проблема наддува автомобильных двигателей

Из теории ДВС известно, что мощность двигателя ( $P_e$ ) определяется следующим выражением

$$P_e = K \cdot \frac{H_u}{l_0} \cdot \frac{V_h}{\tau} \cdot i \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \rho_k \cdot n; \quad (1.1)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;

$l_0$  – количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания данного топлива;

$\tau, i$  – тактность двигателя (4 или 2) и число цилиндров;

$V_h$  – рабочий объём цилиндра;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;

$\eta_i, \eta_v, \eta_m$  – соответственно, коэффициент наполнения, индикаторный и механический к. п. д.;

$\rho_k$  – плотность наддувочного воздуха;

$n$  – частота вращения коленчатого вала;

$K$  – константа.

Анализ этого выражения показывает, что мощность двигателя можно увеличить, увеличивая число цилиндров  $i$  при сохранении размеров цилиндра, или увеличивая рабочий объём цилиндра  $V_h$ , то есть его размеры, или увеличивая частоту вращения коленчатого вала  $n$ , или создавая вместо четырёхтактного двигателя двухтактный, то есть меняя  $\tau$ , или применяя эти методы совместно. Однако очевидно, что в этом случае меняется конструкция двигателя, меняются масса и габариты двигателя.

Усовершенствованием рабочего процесса, изменением вида применяемого топлива, усовершенствованием конструкции двигателя при тех же размерах, то есть изменением коэффициента наполнения, механического к. п. д., индикаторного к. п. д., изменением коэффициента избытка воздуха, иначе, – изменением качества рабочего процесса  $\eta_i/\alpha$ , конечно, можно влиять на выходную мощность. Однако эти мероприятия на достигнутом уровне развития ДВС позволяют менять развиваемую мощность лишь на проценты.

Наиболее эффективным путём повышения мощности двигателя без существенного изменения его габаритов и массы, при сохранении уровня инерционных нагрузок (то есть без повышения частоты вращения), при данной тактности двигателя является повышение плотности воздуха, подаваемого в цилиндры двигателя для сгорания топлива. Увеличивая массовый заряд цилиндра воздухом, то есть в конечном итоге окислителем, можно пропорционально увеличивать количество топлива, которое удаётся сжечь в цилиндре для получения тепловой энергии и последующего её преобразования в механическую работу.

Наддув весьма существенно влияет на повышение мощности двигателя. Действительно, в настоящее время достигнуты уровни наддува, позволяющие поднять плотность воздуха до  $4 \text{ кг/м}^3$  и более, то есть почти четырёхкратно повысить мощность двигателя при практически тех же габаритных и массовых показателях.

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

$$\lambda_H = \frac{N_{eH}}{N_e} = \frac{p_{eH}}{p_e}, \quad (1.2)$$

где  $p_{ен}$  и  $N_{ен}$  – среднее эффективное давление и эффективная мощность двигателя с наддувом;

$p_e$  и  $N_e$  – среднее эффективное давление и эффективная мощность того же двигателя без наддува.

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

$$\lambda_H = \left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (1.3)$$

где  $m$  – показатель политропы сжатия в нагнетателе.

По давлению наддува  $p_K$  условно различают три вида наддува: умеренный при  $p_K \leq 0,15 \text{ МПа}$ , повышенный наддув при  $p_K = 0,15 - 0,2 \text{ МПа}$  и высокий наддув при  $p_K > 0,2 \text{ МПа}$ . При применении наддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей – снижаются токсичность и удельный расход топлива.

## 1.2 Основные понятия о наддуве ДВС

Наддув – повышение давления воздуха при впуске в двигатель внутреннего сгорания с целью увеличения количества подаваемого топлива и, соответственно, мощности снимаемой с единицы объёма двигателя.

Агрегатный наддув осуществляется с помощью нагнетателя. Он подразделяется на:

– механический наддув, где используется компрессор, приводимый в действие от коленчатого вала двигателя;

– турбонаддув, где компрессор (обычно центробежный) приводится турбиной, вращаемой выхлопными газами двигателя;

– наддув «Comprex», заключающийся в использовании давления отработавших газов, действующих непосредственно на поток воздуха, подаваемого в двигатель;

– электрический наддув, где используется нагнетатель, вращаемый электродвигателем;

– комбинированный наддув объединяет несколько схем, как правило, речь идёт о совмещении механического и турбонаддува.

К безагрегатному наддуву относят:

– резонансный наддув (иногда называемый инерционным или акустическим), реализуемый за счёт колебательных явлений в трубопроводах;

– динамический наддув (скоростной или пассивный наддув) увеличивает давление во впускном коллекторе за счёт воздухозаборников особой формы при движении с высокой скоростью

В первом случае нужно поймать волну сжатия, а именно так ведёт себя воздух во впускном коллекторе при работе двигателя: чередование приливов и отливов. С изменением оборотов амплитуда этих колебаний меняется. И для того, чтобы поймать волну сжатия, необходимо менять длину впускного коллектора.

Во втором случае повышение давления на впуске достигается с помощью сочетания скорости движения и особой формы и размеров впускных патрубков.

Избыточное давление такого типа является мерой дополнительного форсирования преимущественно спортивных атмосферных двигателей.

Примером заводской реализации такой схемы может служить впускной тракт автомобиля Porsche Panamera в особой версии GTS (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Впускной тракт Porsche Panamera

### 1.2.1 Динамический наддув

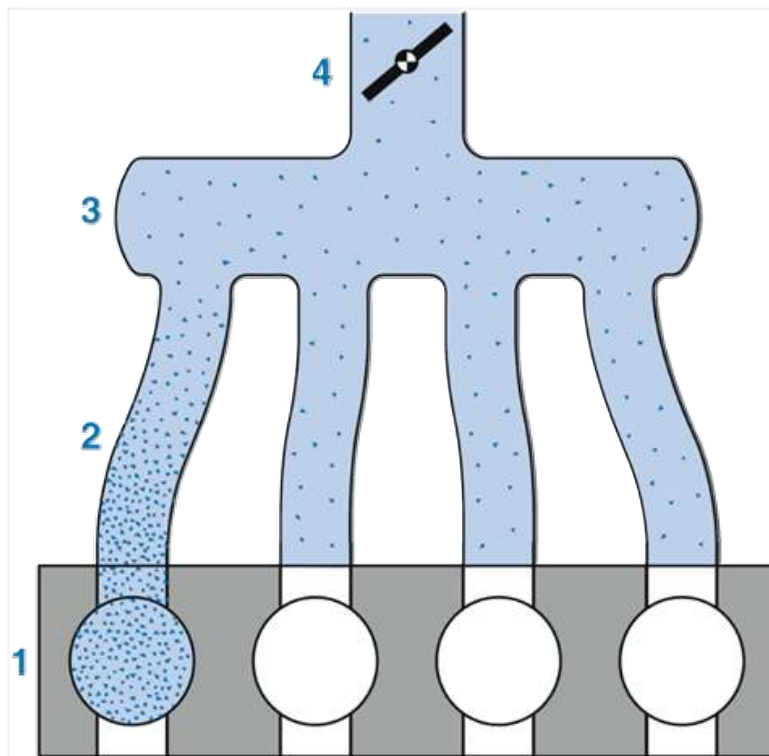
Попадающая во впускной трубопровод свежая горючая смесь обладает энергией движения. Благодаря открыванию впускного клапана создаётся направленная в обратном направлении волна давления. Свежая горючая смесь устремляется со скоростью звука назад и на открытом конце всасывающего коллектора встречает спокойный воздух. Там волна давления вновь отражается и идёт назад в направлении впускного клапана. Если возвращающаяся волна давления подходит к впускному клапану, когда он открыт, это вызывает улучшение наполнения цилиндра. Возникает эффект наддува. Частота возникающих колебаний зависит от длины и сечения всасывающего коллектора, от числа оборотов двигателя.

В зависимости от геометрии всасывающего коллектора и тем самым связанного наддува различают:

- динамический наддув;
- резонансный наддув.

Обе системы могут комбинировать друг с другом.

При инерционном наддуве (рисунок 1.2), применяемом в системах многоточечного впрыска, каждый цилиндр имеет свою отдельную резонаторную трубку 2 определённой длины, подсоединённую к сборной камере 3.



1. – цилиндр двигателя; 2 – отдельная резонаторная трубка; 3 – сборная камера; 4 – дроссельная заслонка

Рисунок 1.2 – Резонансный наддув

В таких резонаторных трубках волны сжатия, идущие от цилиндров, могут распространяться независимо друг от друга. Эффект наддува зависит от геометрии элементов впускного трубопровода и частоты вращения коленчатого вала.

Длина и диаметр отдельных резонаторных трубок согласуются с фазами газораспределения таким образом, чтобы требуемом диапазоне оборотов коленчатого вала волна сжатия, отражающаяся на конце резонаторной трубки, вернулась через открытый впускной клапан цилиндра 1, тем самым, обеспечивая лучшее наполнение цилиндра.

Длинные тонкие резонаторные трубки дают больший эффект инерционного наддува при низкой частоте вращения коленчатого вала. Короткие широкие резонаторные трубки способствуют получению лучшей характеристики крутящего момента в диапазоне высоких оборотов коленчатого вала (см. рисунок 1.3).

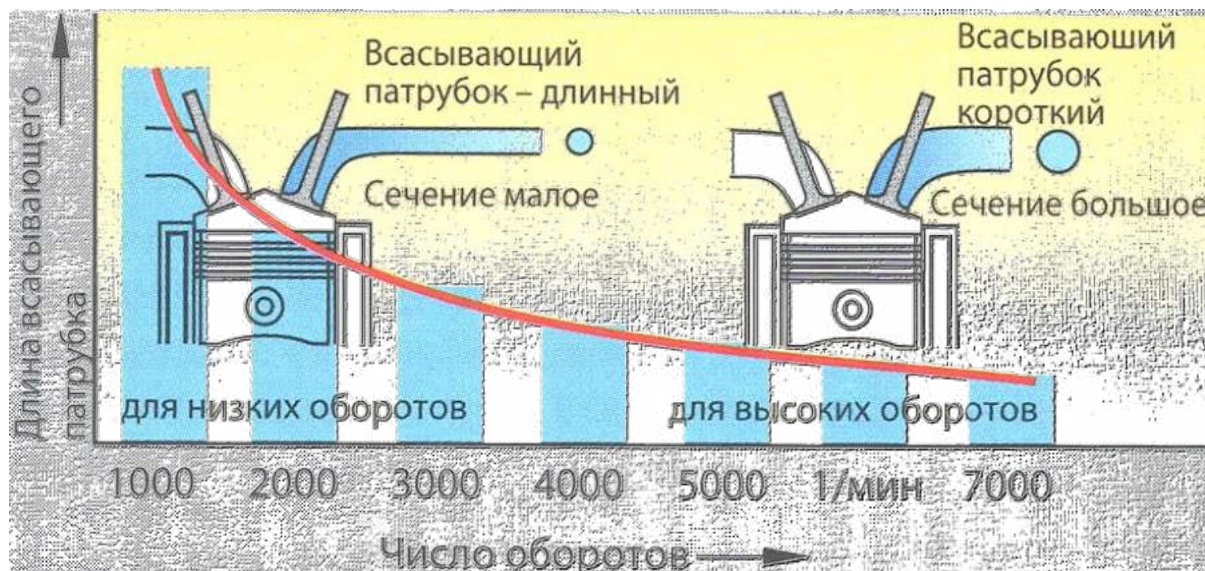


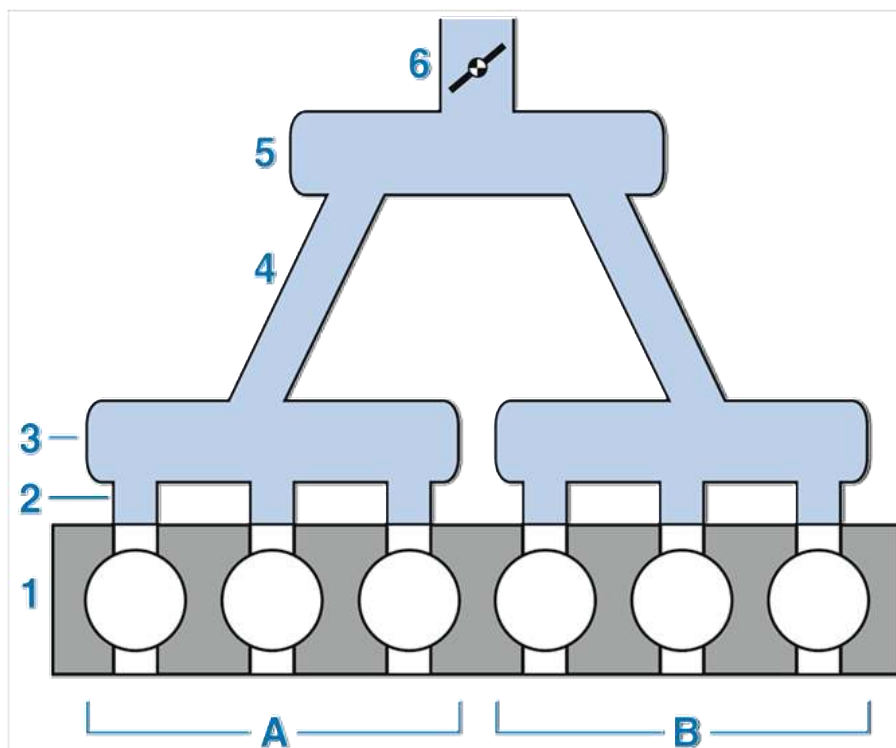
Рисунок 1.3 – Взаимосвязь между длиной динамического всасывающего патрубка и числом оборотов

Для получения резонансного наддува (рисунок 1.4) группы цилиндров 1 с идентичными моментами зажигания (по углу поворота коленчатого вала) соединяются через короткие впускные трубки 2 со своей резонансной камерой 3. Эти камеры, в свою очередь, через резонансные впускные трубопроводы 4 связаны либо с атмосферой, либо со сборной камерой и действуют как резонаторы Гельмгольца.

Разделение системы впуска на группы цилиндров с двумя резонаторными впускными трубопроводами предотвращает перекрытие процессов наддува в двух соседних по порядку зажигания цилиндров.

Диапазон оборотов коленчатого вала, при котором должен происходить эффект резонансного наддува, определяет длину резонансных впускных трубопроводов и размер резонансных камер. Большие общие накопители, что иногда бывает необходимо, могут, однако, из-за эффекта

аккумулирования, приводит к динамическим сбоям при резких изменениях нагрузки.



1 – цилиндр; 2 – короткая впускная трубка; 3 – резонансная камера; 4 – резонансный впускной трубопровод; 5 – сборная камера; 6 – дроссельная заслонка; А, В — группы цилиндров

Рисунок 1.4 – Инерционный наддув

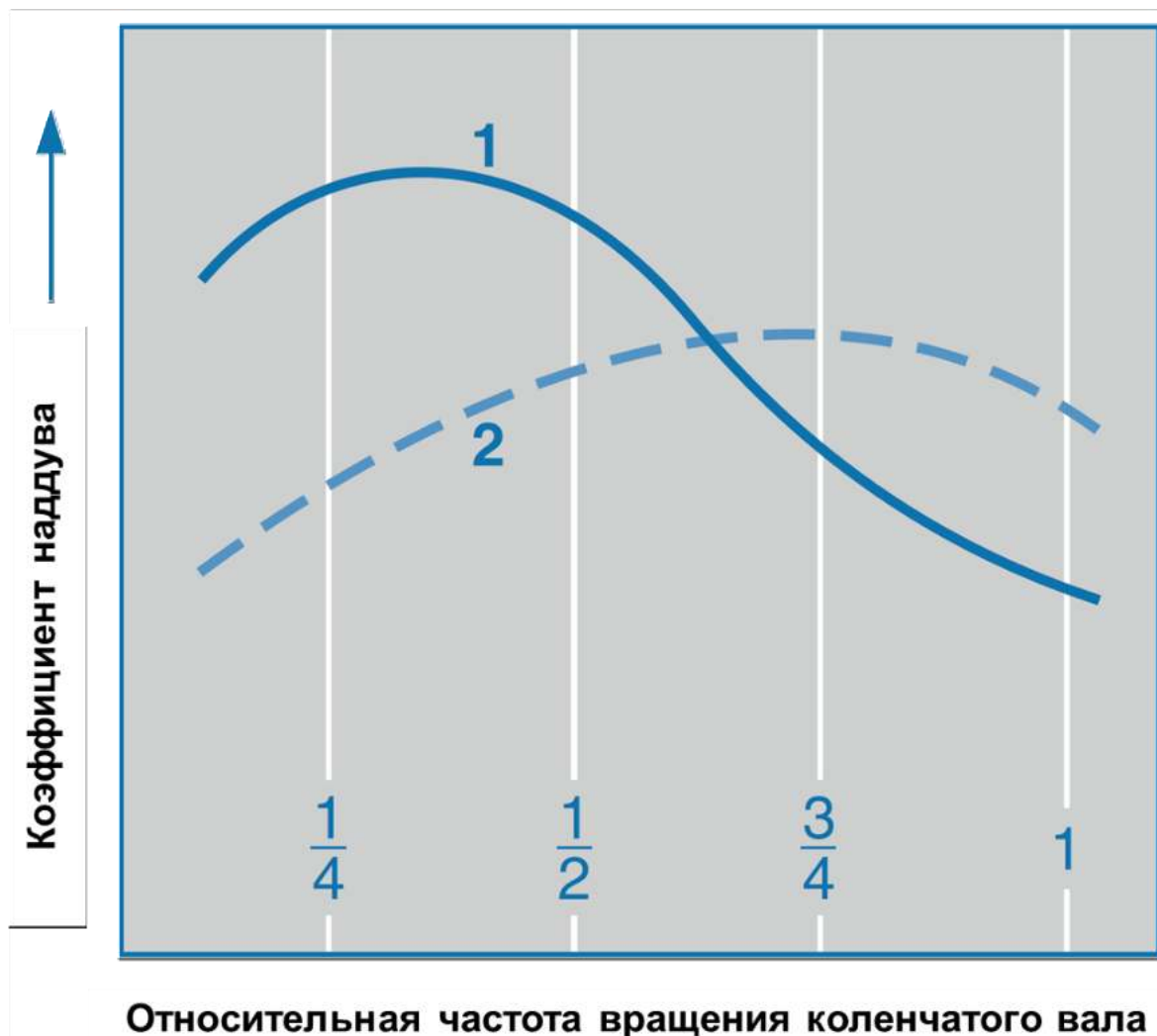
Дополнительное наполнение цилиндров, благодаря динамическому наддуву, определяется режимом работы двигателя.

Описанные выше системы инерционного и резонансного наддува обеспечивают возможность получения максимального коэффициента наполнения цилиндров, прежде всего, в диапазоне низких оборотов коленчатого вала (рисунок 1.5).

Почти идеальной характеристики крутящего момента можно достичь при использовании впускного трубопровода с изменяемой геометрией, когда, в зависимости от рабочего режима двигателя, при помощи специальных заслонок можно производить:

- регулирование длины резонаторных впускных трубок;

- изменение длины или диаметра резонаторных трубок;
- по выбору: отключение одной отдельной впускной трубки на цилиндр из системы нескольких трубок;
- изменение объёмов накопителей.



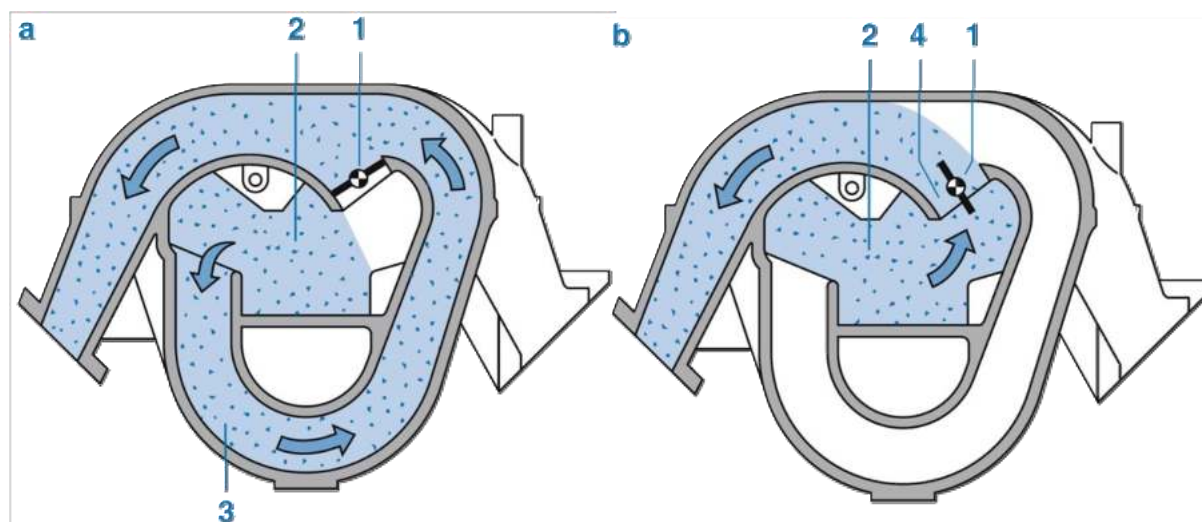
1 – система с резонансным наддувом; 2 – система с обычным впускным трубопроводом

Рисунок 1.5 – Повышение максимального наполнения цилиндра зарядом воздуха (коэффициент наддува) с помощью динамического наддува

### **Изменение геометрии впускного трубопровода при инерционном наддуве**

В системах с изменяемой геометрией применяются заслонки с электроприводом или электропневмоприводом.

При инерционном наддуве во впускном трубопроводе с изменяемой геометрией (рисунок 1.6) возможно переключение между двумя разными резонирующими впускными трубками. При низких оборотах коленчатого вала переключающая заслонка 1 закрыта и поступающий воздух устремляется к цилиндрам по длинной резонирующей впускной трубке 3. При высоких оборотах коленчатого вала переключающая заслонка 1 открывается и поступающий воздух проходит через короткую широкую впускную трубку 4, тем самым происходит лучшее наполнение цилиндра.



а – геометрия впускного трубопровода при закрытой заслонке; б – геометрия впускного трубопровода при открытой заслонке; 1 – переключающая заслонка; 2 – сборный резервуар (накопитель); 3 – длинная узкая резонирующая впускная трубка при закрытой переключающей заслонке; 4 – короткая широкая резонирующая впускная трубка при открытой переключающей заслонке

Рисунок 1.6 – Изменение геометрии впускного трубопровода при инерционном наддуве

Рисунок 1.7 показывает, что в диапазоне оборотов до 4100 об/мин в случае двигателя с динамическим всасывающим патрубком достигается повышенный и более равномерный крутящий момент, связанный с более высокой мощностью.

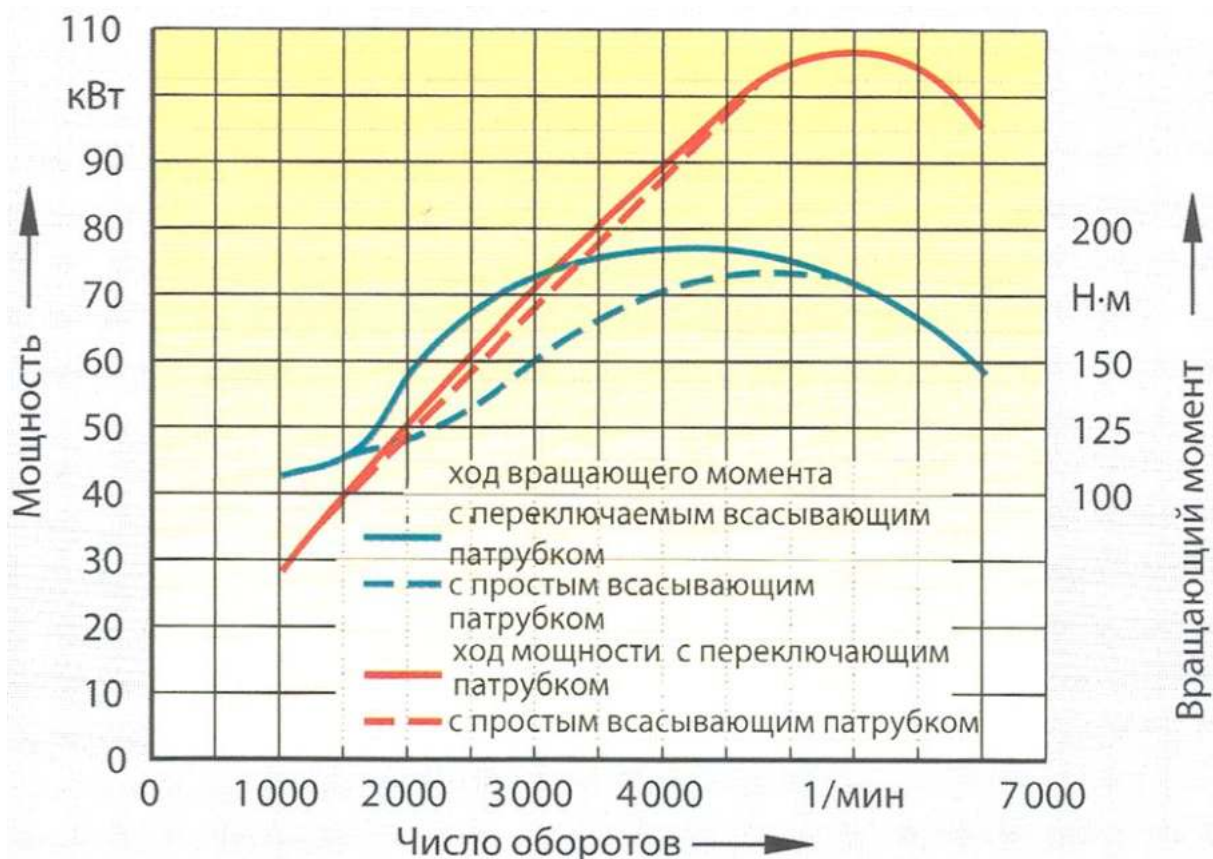


Рисунок 1.7 – Вращающий момент и мощность двигателя в зависимости от длины всасывающего патрубка

Бесступенчато регулируемые всасывающие установки (рисунок 1.8). Кольцо бегунка, которое изменяет отверстие сборного объёма, проворачивается в зависимости от числа оборотов и тем самым осуществляет подгонку длины всасывающего коллектора числу оборотов. Прокручивание осуществляется с помощью шагового двигателя.

### **Изменение геометрии впускного трубопровода при резонансном наддуве**

С открытием резонансной заслонки подключается дополнительный резонансный впускной трубопровод (рисунок 1.9), таким образом изменяется частота собственных колебаний системы впуска. Этим улучшается наполнение цилиндра в нижнем диапазоне частот вращения коленчатого вала.

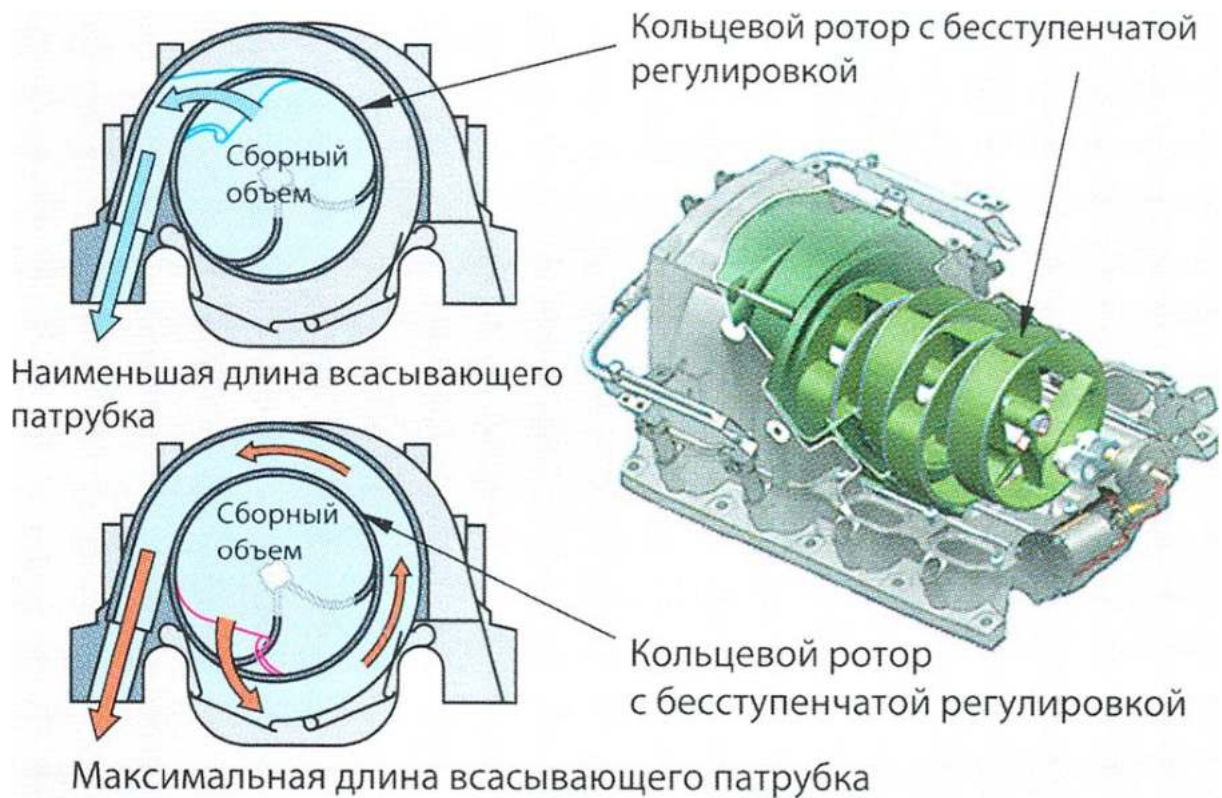


Рисунок 1.8 – Бесступенчато регулируемая всасывающая установка

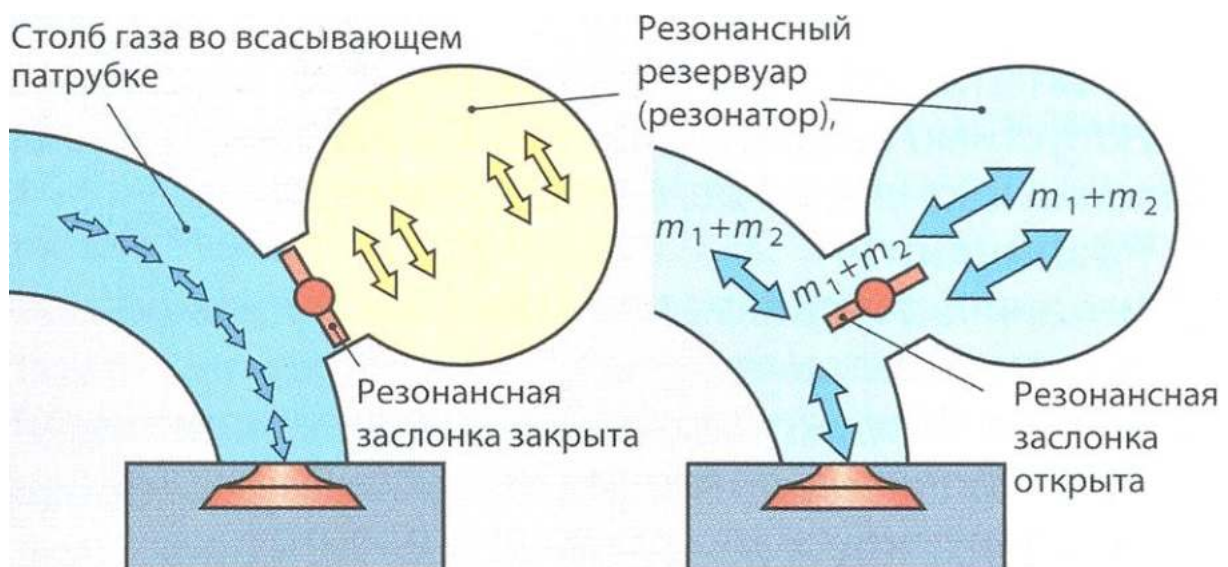
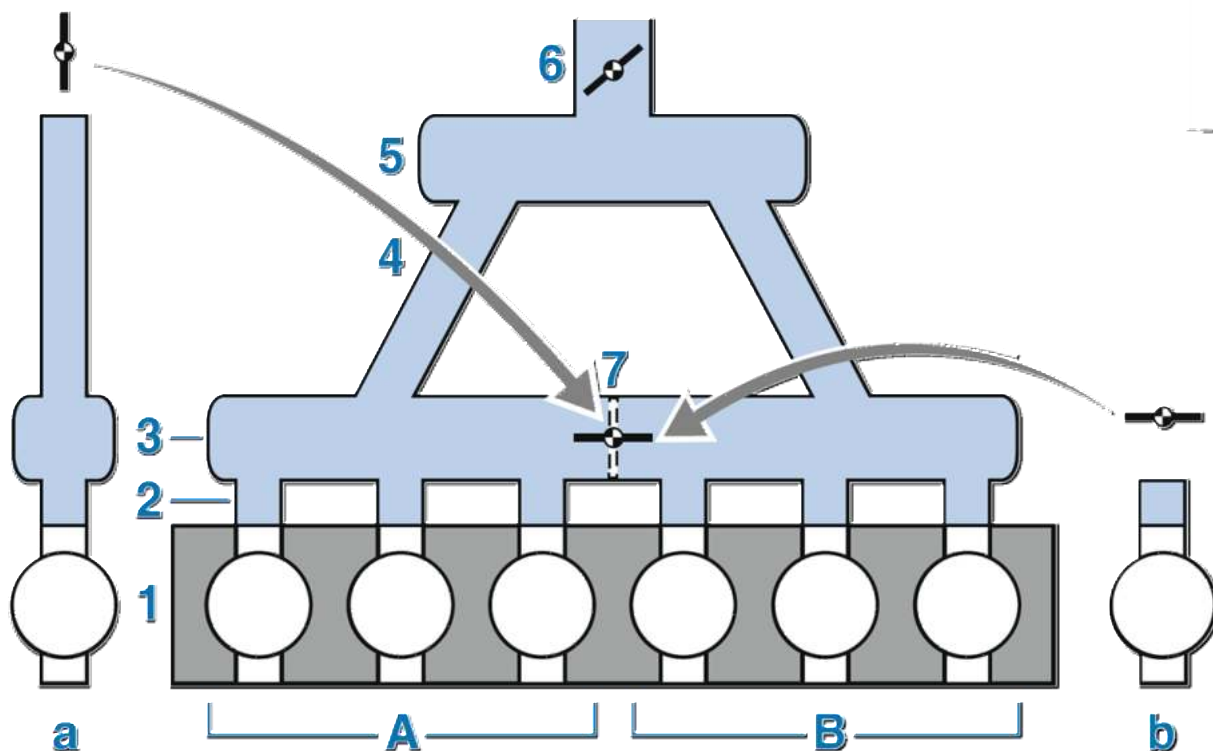


Рисунок 1.9 – Использование при наддуве резонансного резервуара

### Изменение геометрии впускного трубопровода при инерционном и резонансном наддуве

Использование инерционного и резонансного наддува возможно в комбинированной конструкции впускного трубопровода (рисунок 1.10).

Когда при открытии заслонки 7 объединяются две резонансные камеры 3, что позволяет получить воздухохраник (накопитель) для коротких резонирующих впускных трубок 2, характеризующихся высокой частотой собственных колебаний (инерционный наддув).



1 – цилиндр; 2 – резонирующая впускная трубка (короткая); 3 – резонансная камера; 4 – резонансный впускной трубопровод; 5 – сборный резервуар (накопитель); 6 – дроссельная заслонка; 7 – переключающая заслонка; А, В – группы цилиндров; а – условия работы впускного трубопровода при закрытой переключающей заслонке; б – условия работы впускного трубопровода при открытой переключающей заслонке

Рисунок 1.10 – Изменение геометрии впускного трубопровода при инерционном и резонансном наддуве

На низких и средних оборотах коленчатого вала переключающая заслонка 7 закрывается и начинает действовать резонансный наддув. Низкая частота собственных колебаний определяется длинным резонансным впускным трубопроводом 4.

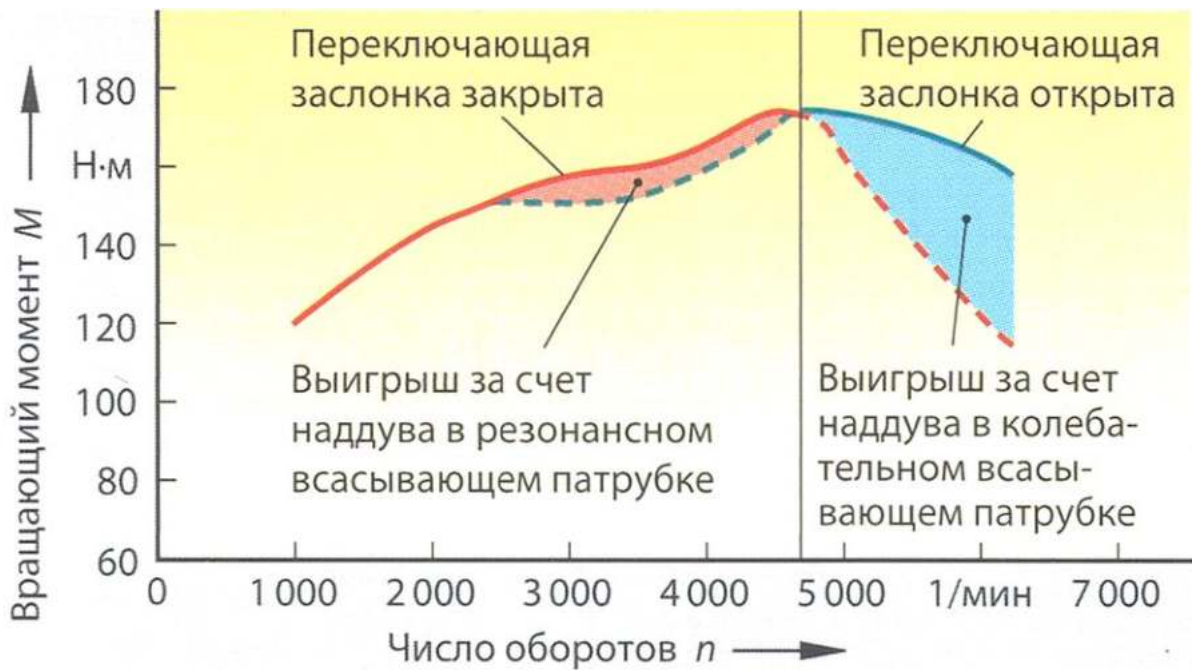


Рисунок 1.11 – Вращающий момент при комбинированном резонансно-динамическом наддуве

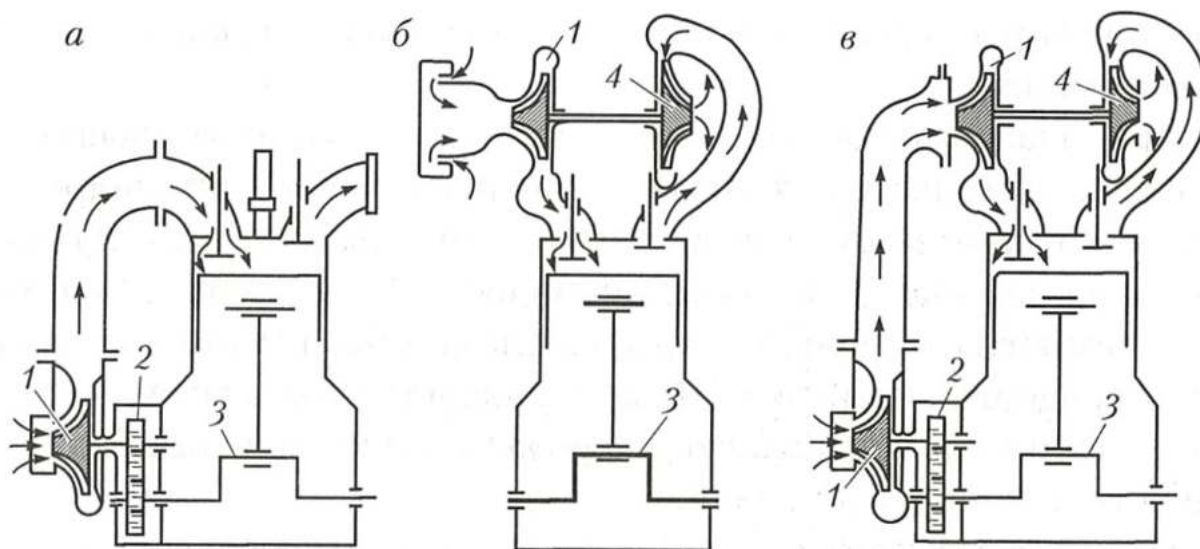
### 1.2.2 Агрегатный наддув

Для сжатия воздуха перед подачей его в рабочую камеру используются системы, в которых наддув может быть механическим, газотурбинным и комбинированным.

При *механическом наддуве* нагнетатель приводится в действие непосредственно от коленчатого вала или от постороннего источника энергии (рисунок 1.12, а).

В качестве нагнетателя могут использоваться объёмные компрессоры (поршневые, роторные) или лопаточные компрессоры.

При *газотурбинном наддуве (турбонаддуве)* лопаточный компрессор приводится в действие от турбины, которая использует энергию выхлопных газов (рисунок 1.12, б).



*a* – с механическим приводом; *б* – турбонаддув; *в* – комбинированная система; 1 – нагнетательное колесо; 2 – привод компрессора; 3 – коленчатый вал; 4 – приводное колесо

Рисунок 1.12 – Системы наддува двигателей внутреннего сгорания

Агрегат, состоящий из лопаточного компрессора и газовой турбины для его привода, установленных на одном валу, называется *турбокомпрессором*.

*Комбинированный наддув* представляет собой комбинацию механического и газотурбинного наддува для двухступенчатого сжатия воздуха.

Двухступенчатый наддув применяется для получения желаемых параметров двигателя, если требуется большое давление наддува. При двухступенчатом наддуве воздух сжимается последовательно в двух нагнетателях.

Применение наддува позволяет добиться следующего.

- повысить мощность двигателя при заданных габаритах или уменьшить вес и габариты при той же мощности;
- улучшить экономичность за счёт роста индикаторного и механического к. п. д.;

- расширить возможности получения желаемой характеристики крутящего момента двигателя по частоте вращения;
- улучшить экологические показатели двигателя;
- уменьшить падение мощности при снижении плотности окружающего воздуха.

Наддув вызывает и проблемы, которые необходимо решать, а именно:

- увеличение механической и тепловой напряжённости двигателя;
- в ДВС с принудительным зажиганием применение наддува требует использования топлива с более высоким октановым числом;
- повышение температуры и температурных градиентов приводит к увеличению напряжений в деталях двигателя и ухудшению условий смазки;
- при определённых условиях менее благоприятное протекание кривой крутящего момента и худшая приёмистость.

Таким образом, рост механической и тепловой напряжённости двигателей является основной причиной, ограничивающей увеличение давления заряда, поступающего в цилиндры.

Для уменьшения механической напряжённости двигателя используют следующее:

- понижение степени сжатия;
- уменьшение угла опережения впрыска топлива;
- выбор соответствующих характеристик впрыска топлива и способа смесеобразования;
- охлаждение воздуха после компрессора.

В последнем случае уменьшается начальная температура цикла, а, следовательно, и средняя температура за цикл, что приводит к понижению температуры деталей. Кроме того, уменьшение температуры воздуха и деталей двигателя обуславливает увеличение массового наполнения цилиндра и мощности двигателя. Снижение температуры воздуха на каждые  $10^\circ$  увеличивает мощность на 2 – 4 %. Промежуточное охлаждение воздуха применяют также при двухступенчатом наддуве.

### 1.3 Наддув дизелей и бензиновых двигателей

Известно, что для сжигания данного количества топлива в дизеле необходимо иметь определённый избыток воздуха. У автотракторных дизелей коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме ( $\alpha_{\text{ном}}$ ) редко снижается ниже 1,4 – 1,5. Применение наддува повышает тепловые нагрузки деталей, образующих камеру сгорания, особенно выпускного клапана. Поэтому система наддува, как правило, проектируется для создания более высокого расхода воздуха, чтобы обеспечить некоторое охлаждение выпускного клапана продувочным воздухом (избыток воздуха для продувки цилиндра и охлаждения клапана).

Двигатели с внешним смесеобразованием работают на горючих смесях, близких по составу к стехиометрическим, то есть при  $\alpha_{\text{ном}} = 1,0$ , обычно без избытка воздуха. Это определяет необходимый расход воздуха при данном давлении. Давление наддува у таких двигателей должно быть ограничено. Так как при чрезмерно высоком давлении в процессе сжатия горючей смеси могут возникать проблемы с детонацией смеси, с детонационным износом и разрушением двигателя. У дизелей такой проблемы не существует. Поэтому степень наддува, величина давления наддувочного воздуха у дизелей может быть существенно, многократно выше, чем у двигателей с принудительным зажиганием и внешним смесеобразованием.

У дизелей из-за высокого уровня степени сжатия высокий наддув приводит к чрезмерно высоким давлениям в цилиндре. То есть высоким механическим нагрузкам. Для снижения этих нагрузок приходится снижать степень сжатия (до 14 – 10 и даже 7 – 5). При этом возникает проблема запуска дизеля и работы на малых нагрузках. При пуске, когда давление воздуха на входе в цилиндр равно атмосферному, низкая степень сжатия не обеспечивает получения достаточных для самовоспламенения топлива

температур. То же может наблюдаться и при малых нагрузках, при «холодном» двигателе.

Наддув двигателей внутреннего сгорания применяется для решения, в основном, следующих задач:

- для повышения к. п. д. двигателя и снижения токсичности и дымности его выбросов (отработавших газов);
- для повышения мощности двигателя.

В первом случае компрессор повышает давление воздуха на входе в двигатель на сравнительно небольшую величину, а подача топлива топливным насосом остаётся практически неизменной. То есть повышается коэффициент избытка воздуха, растёт к. п. д., снижаются температуры в цилиндре, уменьшается дымность отработавших газов и их токсичность. Во втором случае подача топлива топливным насосом увеличивается пропорционально увеличению расхода воздуха, пропорционально росту плотности подаваемого воздуха. Коэффициент избытка воздуха практически не изменяется, к. п. д. может возрасти, растут температуры и давления в цилиндре, выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами, растёт мощность.

#### **1.4 Достоинства и недостатки применения наддува**

Основные достоинства применения наддува заключаются, конечно, в повышении мощности при практически неизменных показателях массы и габаритов. Однако имеются и другие достоинства (которые оцениваются в условиях одинаковой развиваемой мощности как двигателем с наддувом, так и без наддува). К ним относятся следующие.

Повышение топливной экономичности, то есть снижение удельного эффективного расхода топлива. Двигатель с наддувом имеет более низкий удельный расход топлива, чем аналогичный дизель с естественным

всасыванием, в диапазоне повышенных нагрузок, то есть тогда, когда особенно существенно сказывается давление наддува.

При пониженных нагрузках, когда двигатель с наддувом приближается по этому показателю к двигателю без наддува, экономичность их сравнивается или даже ухудшается у наддувного двигателя. И всё же при 100% нагрузки безнаддувного двигателя его удельный расход превышает удельный расход двигателя с наддувом (при той же мощности) на величину, превышающую 7 %.

Принято считать, что высокая мощность и хорошая эластичность не совместимы в одном автомобиле. Данное мнение является вполне справедливым для атмосферных двигателей, но совершенно не годится в отношении двигателей с турбонаддувом.

Двигатель с турбонаддувом имеет профиль распределительного вала с малым перекрытием, обычно называемый "экономичным распределительным валом". Размеры каналов обычно малы, чтобы обеспечить хорошее наполнение цилиндров на низких оборотах и позволяющие компрессору затрамбовывать воздух в них, когда требуется высокое давление.

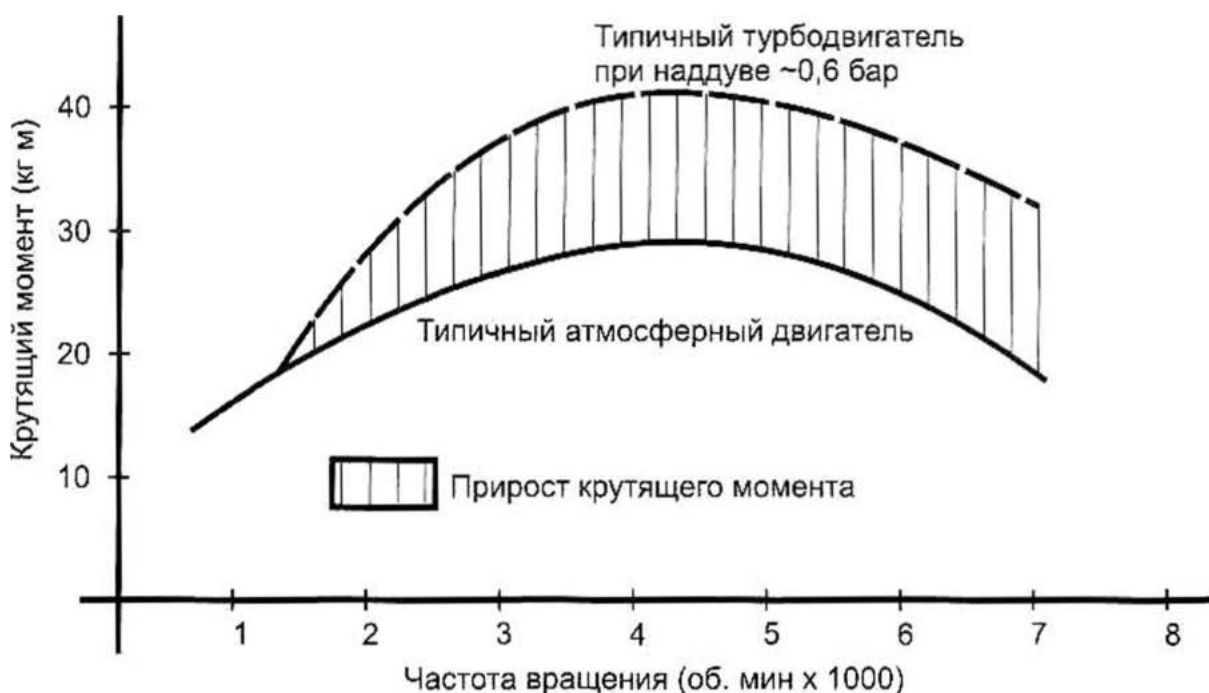


Рисунок 1.13 – График крутящего момента двигателя с наддувом

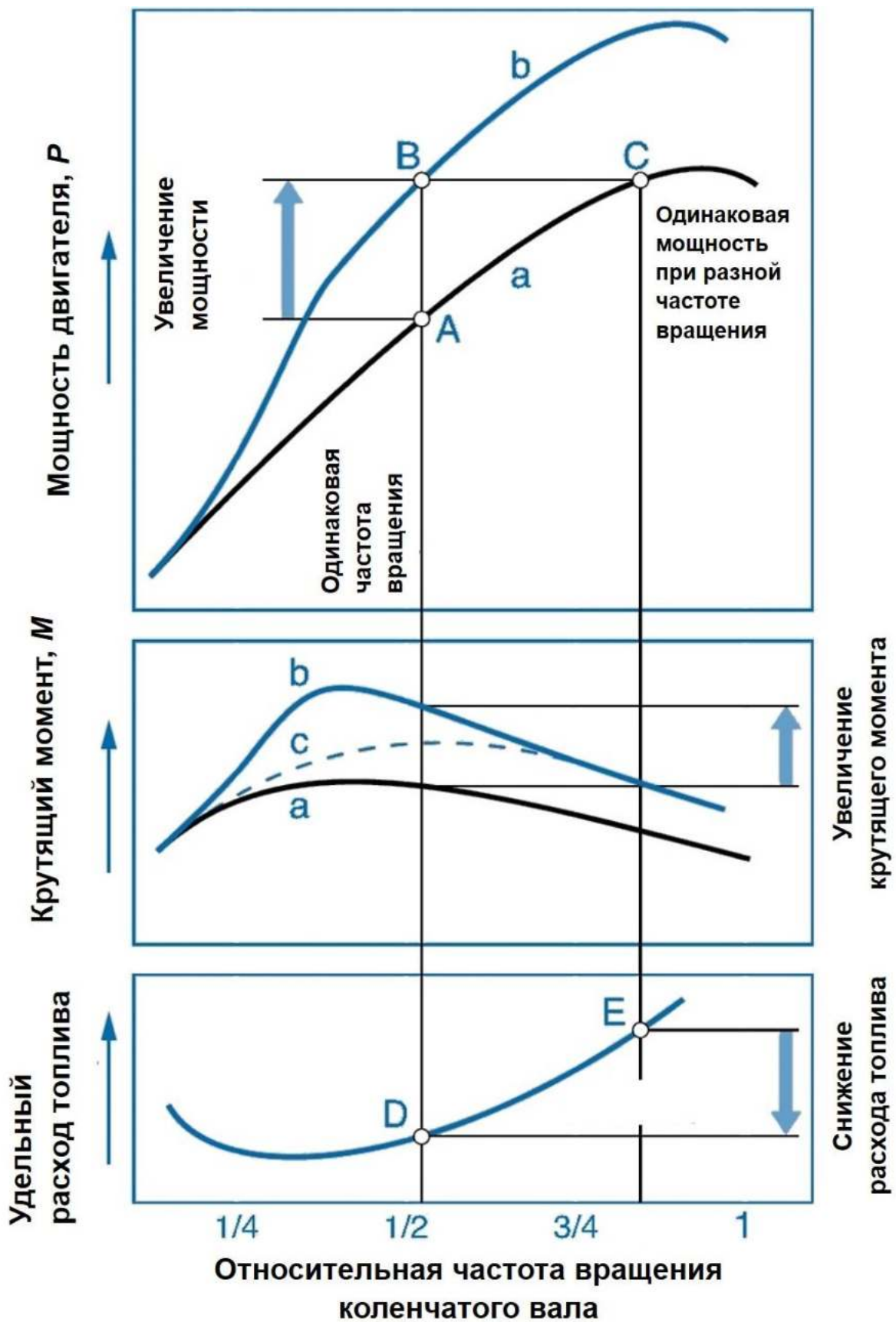
Однако имеются два фактора, влияющие на эластичность, которые начинают играть роль при использовании турбонаддува: порог наддува и задержка (лаг).

### **Порог наддува.**

Порог наддува, по существу означает самые низкие обороты двигателя, при которых турбонагнетатель может создать давление наддува (с полностью открытой дроссельной заслонкой). Ниже этих оборотов турбонагнетатель просто не имеет достаточного количества энергии выхлопных газов, чтобы развить частоту вращения компрессора, необходимую для создания во впускном коллекторе давление выше атмосферного (см. рисунок 1.13). До достижения оборотов порога наддува кривая момента двигателя остаётся фактически такой же, как у атмосферного двигателя. Если раскручивать двигатель далее при полностью открытой заслонке, водитель почувствует значительное увеличение мощности после порога наддува, поскольку кривая момента направлена вверх. Если дроссельная заслонка полностью не открыта, турбонагнетатель не вносит вклада в кривую момента, и ускорение будет таким же, как и у атмосферного двигателя.

По сравнению с вариантом атмосферного впуска при одинаковой мощности турбонагнетатель обеспечивает двигателю, прежде всего, меньшую массу и габариты. В диапазоне рабочих частот вращения на графике можно видеть лучшее протекание кривой крутящего момента (рисунок. 1.14). При этом на конкретной частоте вращения коленчатого вала при равном удельном расходе топлива обеспечивается более высокая мощность двигателя с наддувом (А – В).

Такое соотношение мощностей из-за более благоприятного протекания кривой крутящего момента двигателя с системой наддува имеет место уже в диапазоне низких частот вращения коленчатого вала (В – С).



а – характеристики атмосферного двигателя, б – характеристики двигателя с наддувом

Рисунок 1.14 – Сравнение наддувного и атмосферного двигателя

Рабочая точка двигателя по требуемой мощности перемещается, вследствие наддува, в область низких частот с меньшими потерями на трение. Отсюда следует снижение расхода топлива (E-D).

При очень низкой частоте вращения коленчатого вала крутящий момент двигателей с турбонагнетателем находится на уровне двигателей без наддува. В этой области энергии отработавших газов недостаточно, чтобы раскрутить турбину. Поэтому давление наддува не проявляется.

На нестационарных режимах величина крутящего момента при средних нагрузках также находится на уровне двигателей без наддува (рисунок 1.14, с). Это происходит оттого, что существует задержка в повышении интенсивности потока отработавших газов. При разгоне таким образом в работе двигателя отмечается «провал».

У бензиновых двигателей «провал» можно уменьшить использованием динамического наддува, который способен поддерживать высокое рабочее состояние нагнетателя.

В дизельных двигателях значительно сократить «провал» позволяет использование турбонагнетателя с переменной геометрией турбины.

Ещё одним вариантом ускорения «провала» является применение турбонагнетателя с дополнительным электродвигателем. Электродвигатель ускоряет вращение крыльчатки компрессора турбонагнетателя независимо от потока отработавших газов.

Быстрого роста давления наддува при незначительной частоте вращения можно достичь также с помощью двухступенчатого управляемого наддува.

## **1.5 Контрольные вопросы**

1. Перечислите способы повышения мощности двигателей внутреннего сгорания. Какие из них получили применение на автомобилях?
2. Что такое наддув двигателя внутреннего сгорания?

3. За счёт изменения какого параметра мощность двигателя увеличивается при газодинамическом наддуве?
4. За счёт изменения какого параметра мощность двигателя увеличивается при газотурбинном наддуве?
5. В чём различие механического и газотурбинного наддува?
6. Каковы цели применения наддува двигателей внутреннего сгорания?
7. Перечислите способы наддува двигателей внутреннего сгорания.
8. Что такое степень наддува?
9. Назовите преимущества и недостатки безагрегатного наддува.
10. Назовите основные преимущества наддувных двигателей перед атмосферными.
11. Какие недостатки имеют наддувные двигатели?
12. Что такое порог наддува?
13. Чем обусловлена задержка (лаг) повышения мощности в двигателях с наддувом?
14. Чем объясняется снижение расхода топлива двигателей с наддувом?
15. Перечислите способы снижения тепловой и механической напряжённости двигателей с наддувом.
16. Достоинства и недостатки резонансного наддува.
17. Достоинства и недостатки инерционного наддува.
18. Каким образом реализуется изменение геометрии впускного трубопровода?

## 2 Механические нагнетатели

### 2.1 Общая характеристика механических нагнетателей

Различают нагнетатели с внутренним сжатием и без него. А это обстоятельство, то есть тип сжатия, определяется геометрией роторов и тем, как и в каком соотношении эти роторы друг с другом сцепляются или, точнее, наезжают друг на друга. Большинство механических нагнетателей работают с внутренней степенью сжатия  $> 1$ . Исключением являются варианты спирального нагнетателя и в основном нагнетатели типа Рутс. Рутс-нагнетатель только пропускает воздух; поэтому его часто называют просто «воздуходувкой». Он работает без геометрического внутреннего сжатия. Небольшой эффект компрессии в нагнетателе создаётся лишь за счёт обратного потока воздуха на выходе нагнетателя. Такие обратные потоки воздуха по существу нежелательны, так как они оказывают влияние на параметры шумов и коэффициент полезного действия нагнетателя, но этого нельзя избежать, так как давление вне нагнетателя вследствие замкнутого характера двигателя всегда больше. В этом отношении нагнетатели с внутренним сжатием, естественно, имеют больше преимуществ, поскольку интенсивности обратных потоков у них очень малы.

Зато нагнетатели без внутреннего сжатия, в свою очередь, имеют преимущества в отношении регулирования давления наддува, когда при работе в режиме частичной нагрузки или как обычный «атмосферный» двигатель без наддува в таком сжатии не совсем или даже вовсе нет нужды, и эта работа происходит «впустую». В этой ситуации у такого нагнетателя отмечаются малые расходы мощности. Для определённых диапазонов регулирования давления наддува поэтому нет даже необходимости отсоединять нагнетатель от двигателя, что для нагнетателя с внутренним

сжатием считается целесообразным. В нагнетателе типа Рутс в этом отношении появляются только гидравлические потери в потоке.

Механические нагнетательные устройства действуют в основном по принципу вытеснения. Прохождение воздушной массы происходит внутри замкнутого пространства (корпуса). В этом пространстве воздух вытесняется, что означает его перемещение со стороны впуска в сторону выпуска. У нагнетателей с внутренним сжатием этот процесс выполняется следующим образом: воздух всасывается через специальный, увеличенный в корпусе объем и, проходя через уменьшенный объем в этом корпусе, уплотняется. Эти объёмы, которые «вытесняют» воздух, в зависимости от типа нагнетателя образуются за счёт различной геометрии поршней. У винтовой машины ими являются два, по типу мясорубки один в другой вставленных ротора, у роторных и лопастных нагнетателей процесс вытеснения выполняется путём смещённого друг относительно друга расположения внутреннего и внешнего роторов.

Нагнетатели без геометрического внутреннего сжатия только пропускают через себя воздух; они представляют собой тип «атмосферной поддержки» двигателя. Двигатель за то же время получает больше воздуха, чем он может всосать в себя, за счёт реализуемого передаточным отношением ускоренного процесса подачи воздуха нагнетателем. Строго говоря, можно было бы такие нагнетатели назвать «вытеснителями», так как они в действительности не сжимают воздух. Сжатие выполняется вне нагнетателя, так как полученная воздушная масса превышает необходимый ресурс поглощения двигателя.

### **2.1.1 Многопараметровые характеристики**

Типичное поведение механического нагнетателя – работает ли он с или без внутреннего сжатия – определяется взаимозависимыми соотношениями между такими параметрами как объем подачи, степень

сжатия и частота вращения. Карта характеристик отображает эти зависимости в системе координат (рисунок 2.1).

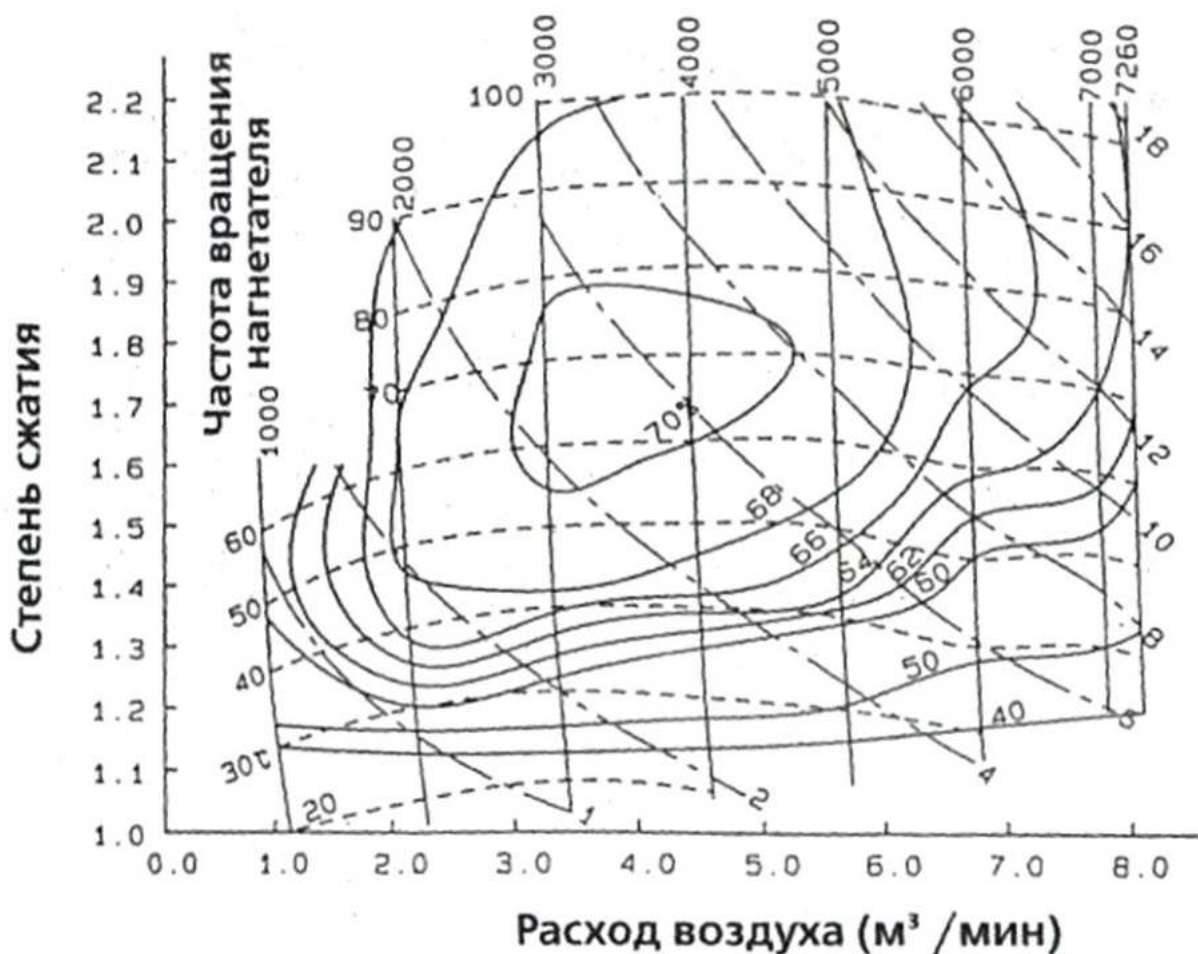


Рисунок 2.1 – Многопараметровая характеристика механических нагнетателей

Сразу бросаются в глаза относительно крутые параметрические кривые для частот вращения. Это говорит о том, что при одинаковой частоте вращения и увеличении степени сжатия объем подачи (безусловно, за счёт потерь на зазорах) резко снижается, кривые частот вращения приближаются к оси Y. Но в основном относительная крутизна кривых сохраняется.

Далее типичным для карты характеристик механического нагнетателя является то, что степень сжатия не столь существенно зависит от частоты вращения нагнетателя; её влиянием можно почти пренебречь. Это объясняет также то обстоятельство, почему механический нагнетатель

имеет исключительный характер срабатывания в отношении давления наддува при низких оборотах двигателя.

Достигаемая степень сжатия при малых оборотах нагнетателя, в первую очередь, определяется его конструкцией и геометрией поршня-вытеснителя. Кроме того, поскольку двигатель для нагнетателя является не чем иным, как большим дросселем, то непосредственно в нижнем диапазоне частот вращения из-за постоянного передаточного отношения к коленчатому валу двигателя имеет место разность частот вращения, в результате которой и происходит образование давления. Дополнительно этим объясняется и тот феномен, что при небольшой массе воздушного потока – в зависимости от рабочей точки мотора – может уже появиться относительно высокая степень сжатия.

В линейно-пропорциональной зависимости находятся, в свою очередь, объём подачи и частота вращения. Это означает, что в верхнем диапазоне частот вращения проходит больше воздуха, чем в нижнем диапазоне, отчего механический нагнетатель и двигатель с поступательно движущимися поршнями имеют здесь одинаковые линейные характеристики и поэтому, собственно, очень хорошо подходят друг для друга. Давление наддува находится на верхнем диапазоне нагрузок и частот вращения на низком уровне, так как поглощающая способность двигателя почти выравнивает объём подачи нагнетателя.

Механический нагнетатель нигде не имеет нестабильных участков; карта характеристик во всех областях практически пригодна. Ничто другое, кроме нагнетателя, не пригодно, поэтому, для тех областей, в которых объём подачи мог бы быть прерван. Механический нагнетатель является «принудительным вытеснителем», который подаёт воздушную массу в замкнутое в себе пространство и, соответственно, в нём сжимает. Этот сжатый воздух не «пропадает». Подача и производится в непрерывном и регулярном режиме. Зависимости от приводимых (распределительный вал, двигатель) к приводимым агрегатам (нагнетатель) чётко определяются

передаточным отношением и их соподчинением. Поэтому степень сжатия и объем потока находятся друг с другом в определённой расчётной связи.

### **2.1.2 Коэффициент полезного действия механических нагнетателей**

Коэффициент полезного действия механического нагнетателя, в первую очередь, определяется принципом его работы («вытеснитель» или «компрессор»), и во вторую, потерями в зазорах и обусловленной этим повышением температуры воздуха. Коэффициент полезного действия тем выше, чем ниже температура наддувочного воздуха на выходе из нагнетателя, и наоборот.

Как мы уже видели, глядя на типичную карту характеристик механического компрессора, потери в зазорах – в зависимости от типа нагнетателя – с ростом степени сжатия также более или менее возрастают. Если нагнетатель должен работать эффективно, то прежде всего необходимо оптимизировать щелевое уплотнение внутри агрегата. Обусловленные типом нагнетателя имеют место в зависимости и от конструкции нагнетателя различные уплотняющие поверхности, а отсюда и зазоры. Виды уплотнений от случая к случаю также разнообразны. Нагнетатели с высокими потерями в зазорах вызывают более высокое повышение температуры и поэтому работают с низким коэффициентом полезного действия. Типичным представителем такого вида является Рутс-нагнетатель.

Неэффективная область коэффициента полезного действия представлена в левом верхнем углу карты характеристик компрессора («много давления и горячего воздуха»). Кроме этого, потери в зазорах определяются уплотняющими поверхностями, которые, в свою очередь, задаются геометрией и углами изгибания роторов относительно друг друга. Однонаправленные радиусы изгибаний, которые имеют место у роторного

нагнетателя с винтовыми лопастями (спирального нагнетателя), образуют, разумеется, большие уплотняющие поверхности, по сравнению с аналогичными нагнетателями, но с противоположенными радиусами изгиба, которое имеет место, например, у Рутс-нагнетателя.

На коэффициент полезного действия влияет также размер мёртвого пространства. Наличие таких пустых пространств нельзя избежать, так как они необходимы для того, чтобы вращающиеся в разные стороны роторы (все типы роторных нагнетателей) при взаимном вращении внутрь или наружу должны оставаться движущимися. Это мёртвые пространства появляются при работе сжатия, но проявляют себя не в перемещаемой воздушной массе, а возвращаются без пользы в такт всасывания, отчего и снижается коэффициент полезного действия. Так как этот объем в процессе подачи посредством вращения роторов постоянно перемещается со стороны давления в сторону всасывания, то на стороне всасывания уменьшается на этот объем масса поступающего свежего воздуха.

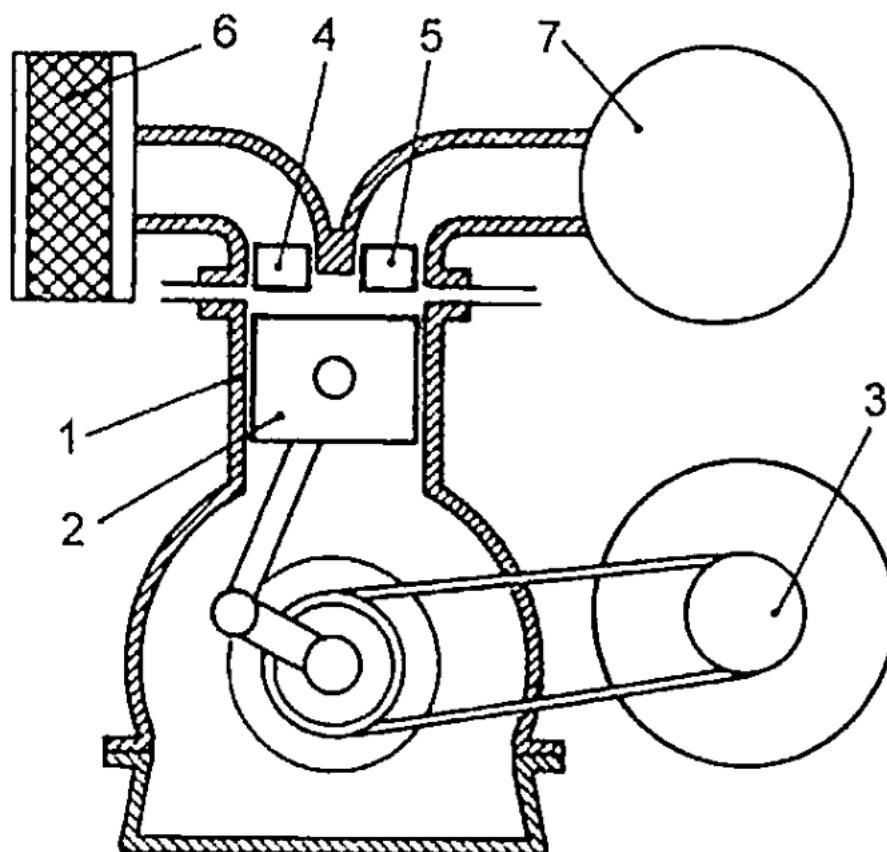
С повышением степени сжатия возрастает и результат от этого недостатка; соответственно растут и потери. Размер мёртвого пространства варьируется от нагнетателя к нагнетателю. О величине потерь, вызываемых мёртвым пространством, может дать информацию карта характеристик: они проявляются в форме провисающей параметрической линии частоты вращения. Поэтому справедливо: чем круче эта линия, тем выше коэффициент полезного действия.

Наконец, полный коэффициент полезного действия включает также механические потери от установки; подшипники должны быть отделены от рабочего пространства нагнетателя, что обеспечивается с помощью уплотнений валов или наличием скользящих уплотнительных колец. Но от этого в свою очередь появляется трение, совершенно так же, как и от зацепления зубчатых колёс приводов, которые реализуют передаточное число роторов друг относительно друга.

## 2.2 Поршневые компрессоры

Поршневой компрессор широко известен в различных отраслях производства как машина, создающая высокое давление воздуха. Компрессоры такого назначения могут создавать чрезвычайно высокие давления, для чего их делают многоступенчатыми. Они могут обеспечивать большие расходы подаваемого газа при сравнительно низких перепадах давления, для чего их выполняют с большими рабочими объемами.

На рисунке 2.2 показана принципиальная схема поршневого компрессора.



1 – цилиндр компрессора; 2 – поршень; 3 – привод вала компрессора; 4 – впускной клапан; 5 – нагнетательный клапан; 6 – фильтр; 7 – ресивер

Рисунок 2.2 – Схема поршневого компрессора

В корпусе компрессора размещается поршень, имеющий связь с механизмом преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное. Привод поршневого компрессора чаще всего

осуществляется от коленчатого вала двигателя. В головке компрессора размещены впускной и выпускной клапаны. Обычно они являются автоматическими, то есть открываются и закрываются благодаря перепаду давления на них, но могут и иметь привод, аналогичный приводу клапанов в ДВС. Работает компрессор следующим образом.

Когда поршень идёт вниз, в его камере давление понижается ниже атмосферного, и в результате перепада давления открывается впускной клапан, через который воздух всасывается в камеру. Затем, когда поршень проходит нижнюю мёртвую точку, соответствующую наибольшему объёму камеры, давление воздуха начинает возрастать и впускной клапан закрывается. По мере сокращения объёма камеры сжатия давление воздуха увеличивается. Когда давление в камере достигает заданных параметров, открывается выпускной клапан, и сжатый воздух подаётся потребителю, например, двигателю. Таким образом, на каждые два такта работы компрессора или один поворот его вала происходит всасывание воздуха и его нагнетание.

Одним из важных параметров нагнетателя является *степень повышения давления*, которая представляет собой отношение давления воздуха на выходе из нагнетателя к давлению на входе в него. Кроме того, для любого компрессора необходимо знать характеристику, которая определяется как зависимость изменения степени повышения давления и к. п. д. при изменении расхода воздуха и частоты вращения вала.

На рисунке 2.3 показана универсальная характеристика поршневого компрессора.

Анализ характеристики показывает, что достаточно высокий к. п. д. у такого компрессора достигается лишь при высокой степени повышения давления и при сравнительно низких частотах вращения вала.

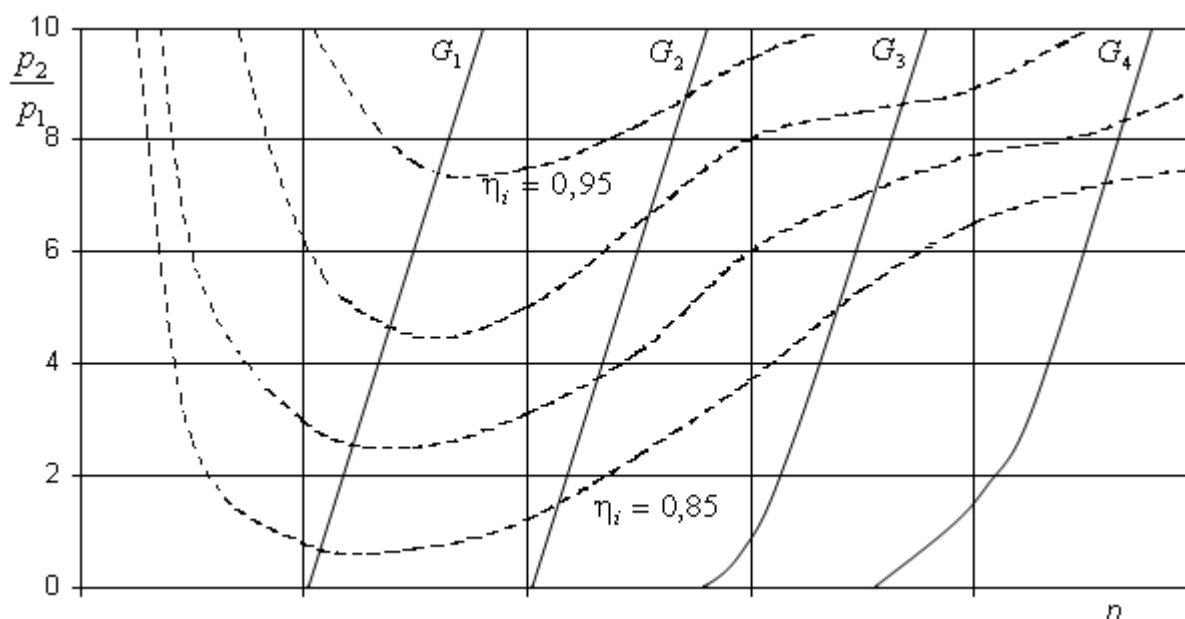


Рисунок 2.3 – Универсальная характеристика поршневого компрессора

Достоинства поршневого компрессора заключаются в следующем:

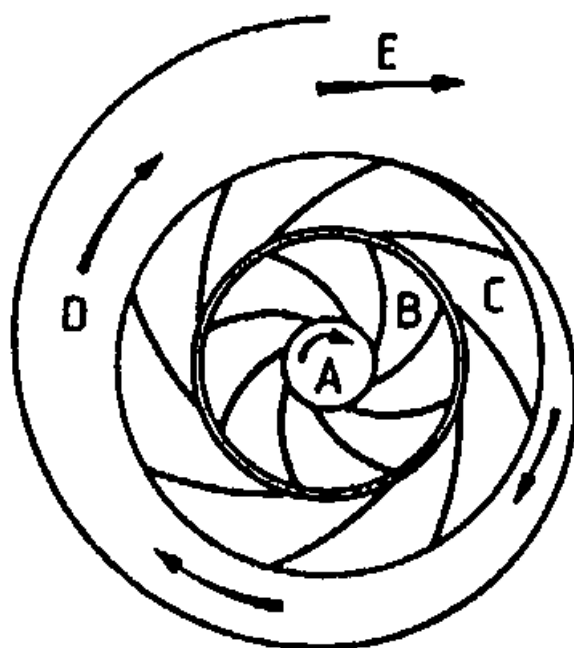
- высокий к. п. д.;
- высокая степень повышения давления (10 и более);
- высокая надёжность.

Однако недостатки поршневого компрессора ограничивают его применение. К недостаткам можно отнести следующее:

- характеристика компрессора не очень хорошо согласуется с потребными характеристиками дизеля в широком диапазоне изменения режимов работы;
- сложность и громоздкость конструкции;
- неуравновешенность;
- загрязнение подаваемого воздуха маслом;
- пульсации давления;
- существенный нагрев компрессора, что снижает его производительность.

### 2.3 Центробежный нагнетатель

К этой группе нагнетателей относятся радиальные компрессоры, наименование которых происходит от радиального направления выхода нагнетаемой среды из рабочего колеса, причём вход, как правило, имеет осевое направление. Принципы работы центробежного компрессора представлены на рисунке 2.4



А – вход воздуха, В – ротор, С – диффузор, D – корпус (улитка), Е – выход сжатого воздуха

Рисунок 2.4 – Схема работы центробежного компрессора

Компрессор содержит ротор (А), снабжённый лопатками (В). Ротор вращается в корпусе С, в котором также размещены лопатки. Корпус размещён в другом корпусе D, выполненном в виде улитки (спирали) с максимальным сечением канала на выходе из компрессора. Вход воздуха происходит в зоне А. Ротор может вращаться со скоростью от 15000 до 200000 оборотов в минуту в зависимости от размеров компрессора. Ротор всасывает воздух в районе А, откуда воздух центробежной силой отбрасывается к периферии крыльчатки (ротора) в тангенциальном

направлении с возрастающим давлением и достигает лопаток С, которые образуют диффузор.

Задача диффузора – снизить скорость воздушного потока и увеличить тем самым его давление. Далее воздух поступает в улитку, откуда под определённым давлением направляется на вход в двигатель. Таким образом, в колесе компрессора, содержащем лопатки, потоку воздуха сообщается кинетическая энергия, которая частично уже в колесе, а в основном в диффузоре и затем в улитке преобразуется в энергию давления. В центробежных компрессорах применяются полуоткрытые колёса, в которых проточный канал образован лопатками и тыльной стенкой колеса с одной стороны и стенкой корпуса с другой.

Центробежный компрессор отличается от других компрессоров высокой производительностью при относительно малых габаритах, имеет высокий к. п. д. и высокую степень повышения давления в одной ступени (до 10). Устройство автомобильного центробежного компрессора показана на рисунке 2.5.

В целях согласования работы нагнетателя и двигателя в последних разработках применяют вариаторы скорости и отключаемые муфты (система «Turmat», рисунок 2.6).

Ведущий шкив вариатора приводится во вращение непосредственно от коленчатого вала двигателя. Усилия пружин шкивов вариатора и натяжения приводного ремня согласованы таким образом, что при низкой частоте вращения коленчатого вала ведомый шкив на компрессоре вращается быстрее, чем ведущий шкив. По мере увеличения частоты вращения коленчатого вала передаточное отношение непрерывно уменьшается.

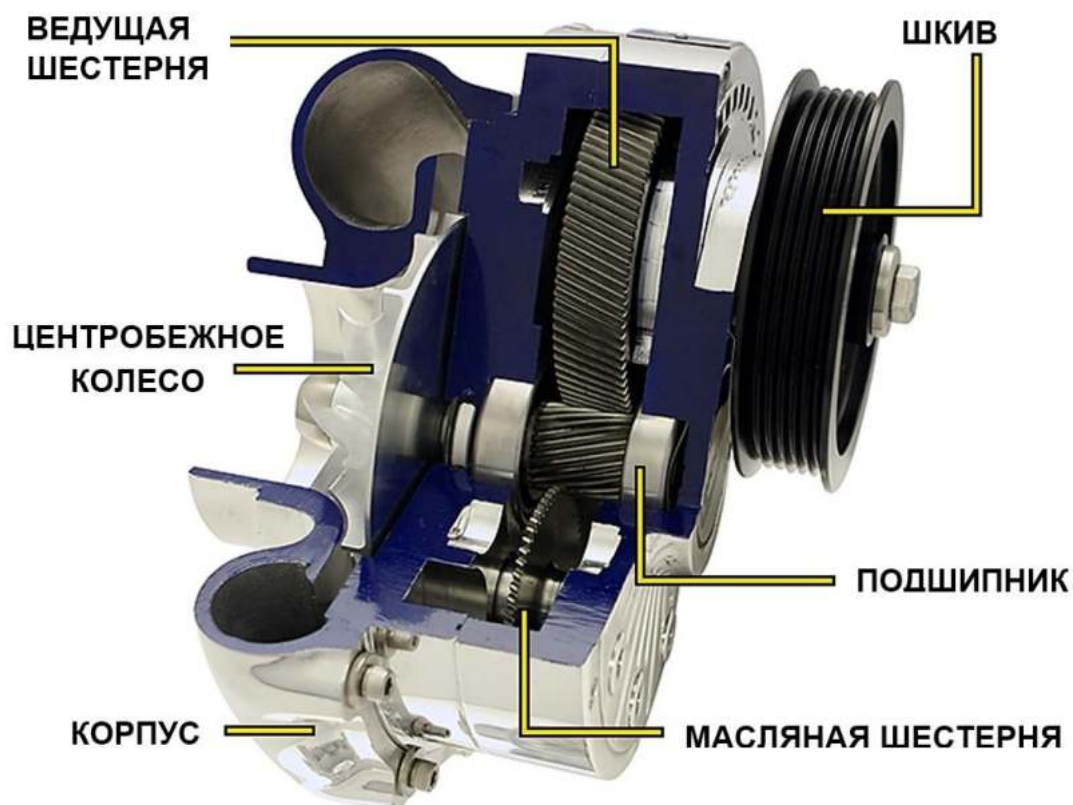
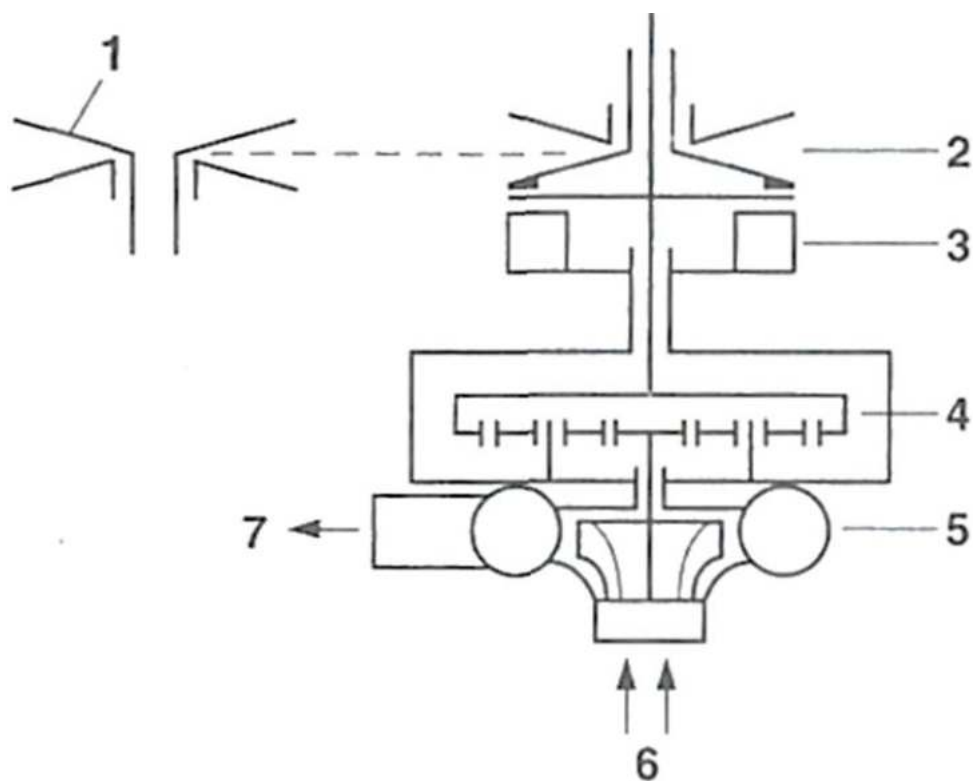


Рисунок 2.5 – Устройство автомобильного центробежного компрессора

Компрессор нагнетателя с механическим приводом работает в соответствии с принципом потока. Устройства такого типа очень эффективны и имеют наилучшее соотношение между размерами и производительностью по сравнению с другими нагнетателями с механическим приводом. Достижимая степень повышения давления зависит от окружной скорости рабочего колеса компрессора. Пропускная способность систем воздухозабора легковых автомобилей ограничивает размеры рабочего колеса компрессора, что вызывает необходимость в увеличении его скорости вращения для получения степени повышения давления, необходимой для эффективного наддува.



1 – ведущий шкив вариатора; 2 – ведомый шкив вариатора;  
 3 – электромагнитная муфта; 4 – повышающий планетарный редуктор;  
 5 – компрессор; 6 – впуск воздуха; 7 – выпуск воздуха

Рисунок 2.6 – Схема привода центробежного нагнетателя

Поскольку скорость вращения ведомого шкива (при передаточном отношении относительно ведущего шкива 2:1) недостаточна для работы центробежного нагнетателя, для достижения требуемой окружной скорости рабочего колеса используется дополнительный повышающий редуктор с передаточным отношением 15:1 или более. Кроме того, этот редуктор должен быть снабжён высокоэффективным регулятором скорости вращения для обеспечения относительно неизменной степени повышения давления в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала и создания высокого давления наддува уже при низких частотах вращения.

К недостаткам компрессора можно отнести высокую скорость вращения вала (до 350 тыс. об/мин), что накладывает особые требования на качество используемых материалов и точность изготовления (учитывая огромные нагрузки от центробежных сил).

Кроме того, при малой производительности не может быть достигнута высокая степень повышения давления, и характеристика компрессора не очень хорошо согласована с характеристикой поршневого ДВС. Центробежный компрессор обычно используется в составе турбокомпрессора, для которого не требуется механическая связь с валом двигателя.

Применяемые в настоящее время центробежные компрессоры имеют диапазон степени повышения давления от 1,2 до 4. В одной ступени возможно получение степени повышения давления до 10.

Область применения центробежных нагнетателей с механическим приводом ограничивается технически высокими требуемыми скоростями вращения и доступной мощностью привода и экономически – сравнительно высокими затратами. Они устанавливаются в небольших количествах на автомобилях, ориентированных исключительно на высокие рабочие характеристики.

Для обеспечения высокой окружной скорости колеса частота его вращения должна быть достаточно большой. Для существующих компрессоров она составляет от 6500 до 350000 об/мин. Производительность компрессоров составляет от 0,04 до 30 кг/с. Адиабатный к. п. д. компрессоров составляет от 0,72 до 0,85, причём, чем меньше колесо, тем меньше к. п. д.

В условиях эксплуатации компрессор для наддува ДВС работает в широком диапазоне режимов работы, и его характеристика должна быть согласована с характеристикой поршневой части.

Под *характеристикой компрессора* понимается зависимость степени повышения давления  $\pi_k^*$  или  $\pi_k$  и адиабатного к. п. д.  $\eta_k^*$  или  $\eta_k$  от расхода воздуха  $G_k$  и частоты вращения ротора  $n$ . Характеристику компрессора получают экспериментально, проводя измерения параметров при постоянных частотах вращения вала. Расход газа регулируют с помощью заслонки.

Диапазон работы компрессора оценивается относительной величиной

$$\delta = \frac{G_{\max} - G_{\min}}{G_{\min}}, \quad (2.1)$$

где  $G_{\max}$  и  $G_{\min}$  – максимальный и минимальный расходы газа через компрессор.

Максимальный расход газа ограничен пропускной способностью элементов проточной части компрессора, а минимальный – ограничен помпажем.

*Помпаж* – это неустойчивая работа компрессора, которая проявляется в виде пульсаций воздушного потока в компрессоре и периодическим выбросом воздуха обратно во впускное устройство компрессора. Помпаж является следствием уменьшения расхода воздуха через компрессор ниже определённого для него критического значения. В результате происходит срыв потока воздуха с лопаток воздушного колеса или лопаточного диффузора компрессора, нарушается его устойчивая работа. Эксплуатация компрессора на режиме помпажа может вызвать разрушение его элементов.

Характеристика центробежного компрессора с наружным диаметром рабочего колеса 41 мм показана на рисунке 2.7.

Жирные линии показывают зависимость  $\pi_k$  от расхода воздуха при постоянной частоте вращения. Тонкие линии – линии равных к. п. д.

Степень повышения давления  $\pi_k$  с ростом расхода падает и тем круче, чем выше расход. Область максимальных к. п. д. располагается недалеко от линии помпажа.

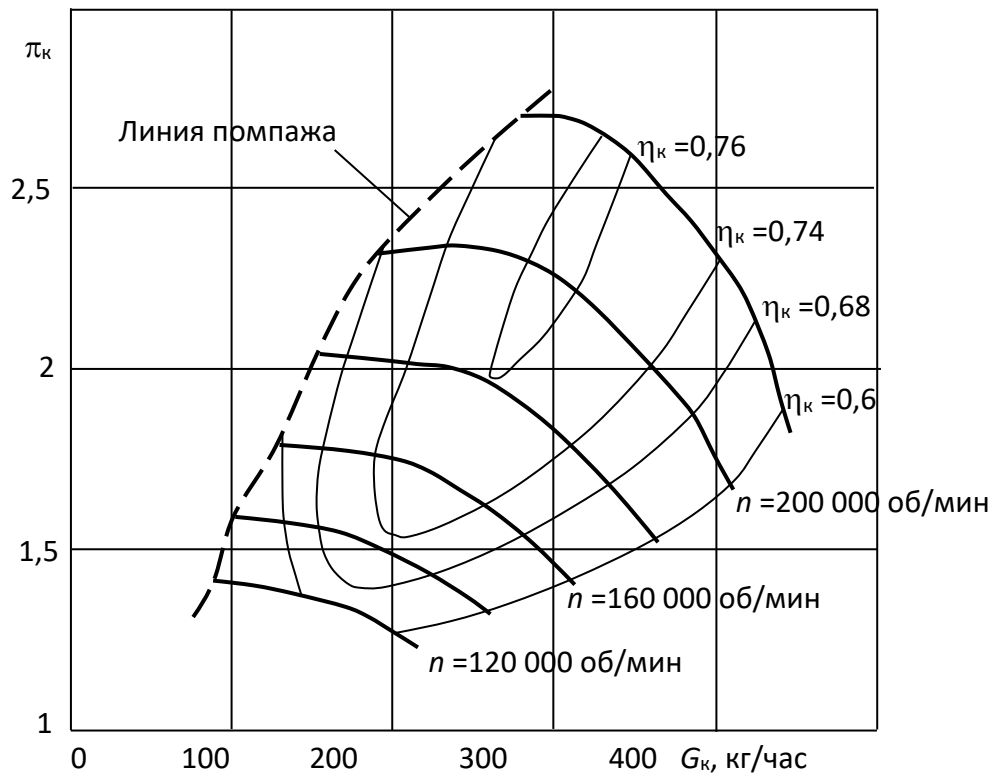


Рисунок 2.7 – Характеристика центробежного компрессора

Удалённость рабочих точек компрессора от линии помпажа оценивают *коэффициентом запаса устойчивости*

$$k_{уст} = \left[ \frac{\left( \frac{\pi_k}{G_B} \right)_{помп} - 1}{\left( \frac{\pi_k}{G_B} \right)_{расч}} \right] 100\%, \quad (2.2)$$

где индекс «помп» относится к параметрам на линии помпажа, а индекс «расч» – к расчётным параметрам.

Для расчётных режимов работы компрессора коэффициент  $k_{уст}$  должен быть больше 10 %.

## 2.4 Винтовой компрессор

Винтовой компрессор или компрессор *Lysholm* был запатентован в 1936 г. шведским инженером Альфом Лисхольмом.

Компрессор имеет два винтовых ротора, причём ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединён непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем, а на ведомом роторе нарезка выполнена с вогнутыми впадинами (рисунок 2.8).

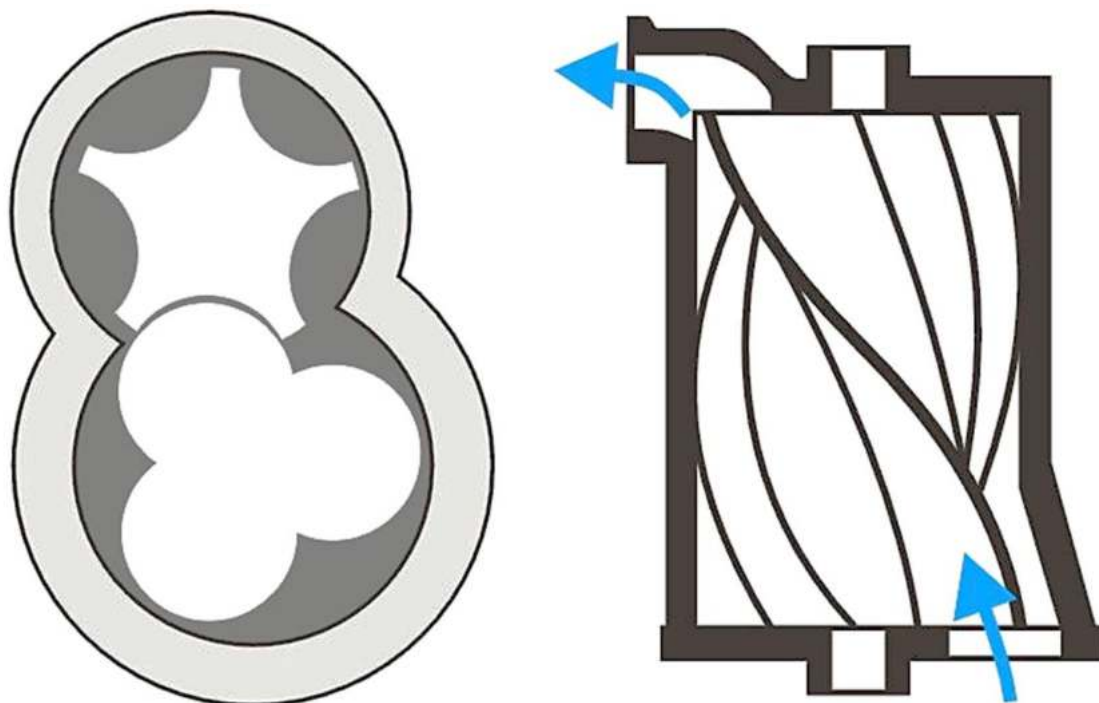


Рисунок 2.8 – Схема роторов винтового компрессора

Конструкция винтового нагнетателя сходна с конструкцией нагнетателя Рутса, то есть он является роторно-поршневой машиной с двумя вращающимися в противоположных направлениях валами (см. рисунок 2.9). Однако, он отличается от нагнетателя Рутса тем, что работает без внутреннего сжатия. Он может давать более высокие степени повышения давления, чем нагнетатель Рутса. На стороне всасывания (впуска) во время вращения поршней открывается профильное пространство, которое заполняется всасываемым воздухом. По мере того как роторы продолжают вращаться, пространство непрерывно сокращается в объёме до тех пор, пока оно не достигает краёв выпускного объёма. На этой стадии внутреннее сжатие завершается, и сжатый объём вытесняется на сторону нагнетания (выпуска). Для сведения к минимуму утечек необходимо строго соблюдать допуски зазоров между роторами и стенками.

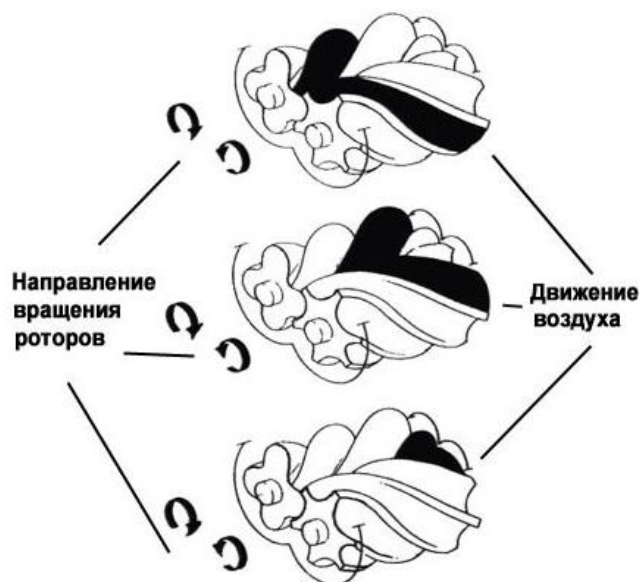


Рисунок 2.9 – Принцип нагнетания воздуха в винтовом компрессоре

Порция воздуха проталкивается вперёд вдоль роторов. Роторы имеют между собой чрезвычайно малые зазоры - это обеспечивает высокую эффективность и довольно малые потери. Внешний вид винтового компрессора показан на рисунке 2.10.

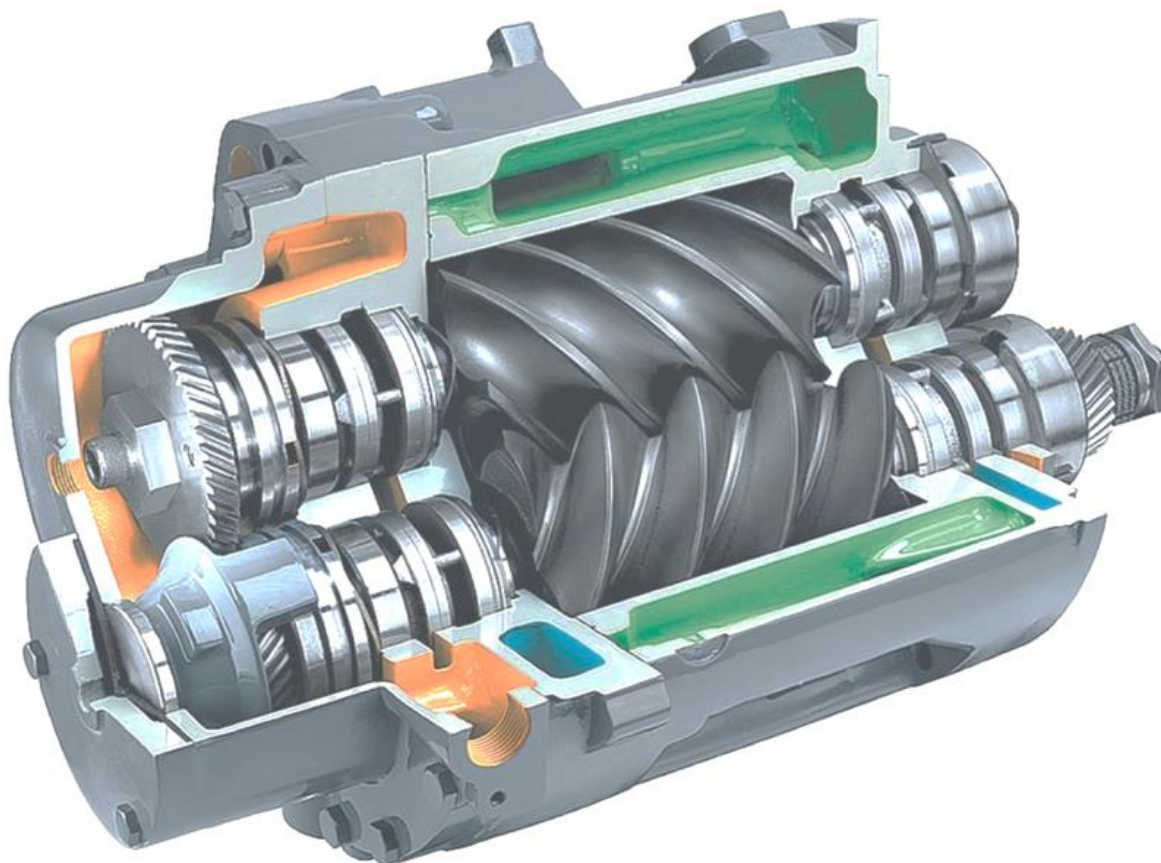


Рисунок 2.10 – Винтовой компрессор

Винтовой нагнетатель представляет собой компрессор с большим коэффициентом полезного действия. Потери в зазорах между роторами относительно малы. Этот факт обуславливается большой частотой вращения, которую может достигать винтовой нагнетатель (на втором роторе): в этой машине имеет силу следующая физическая закономерность, а именно, с увеличением скорости вращения отрицательное влияние потерь в зазорах снижается путём компенсации через повышенный объём потока. Это очень хорошо заметно по крутым параметрическим линиям частоты вращения на карте характеристик нагнетателя.

Характеристика винтового компрессора показана на рисунке 2.11.

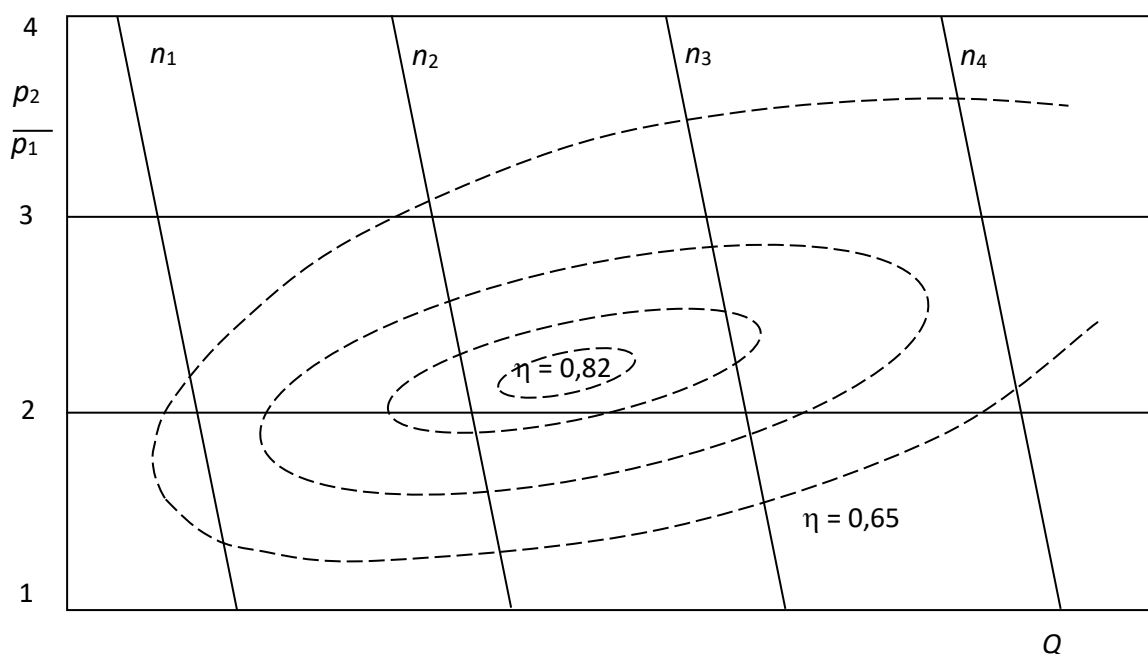


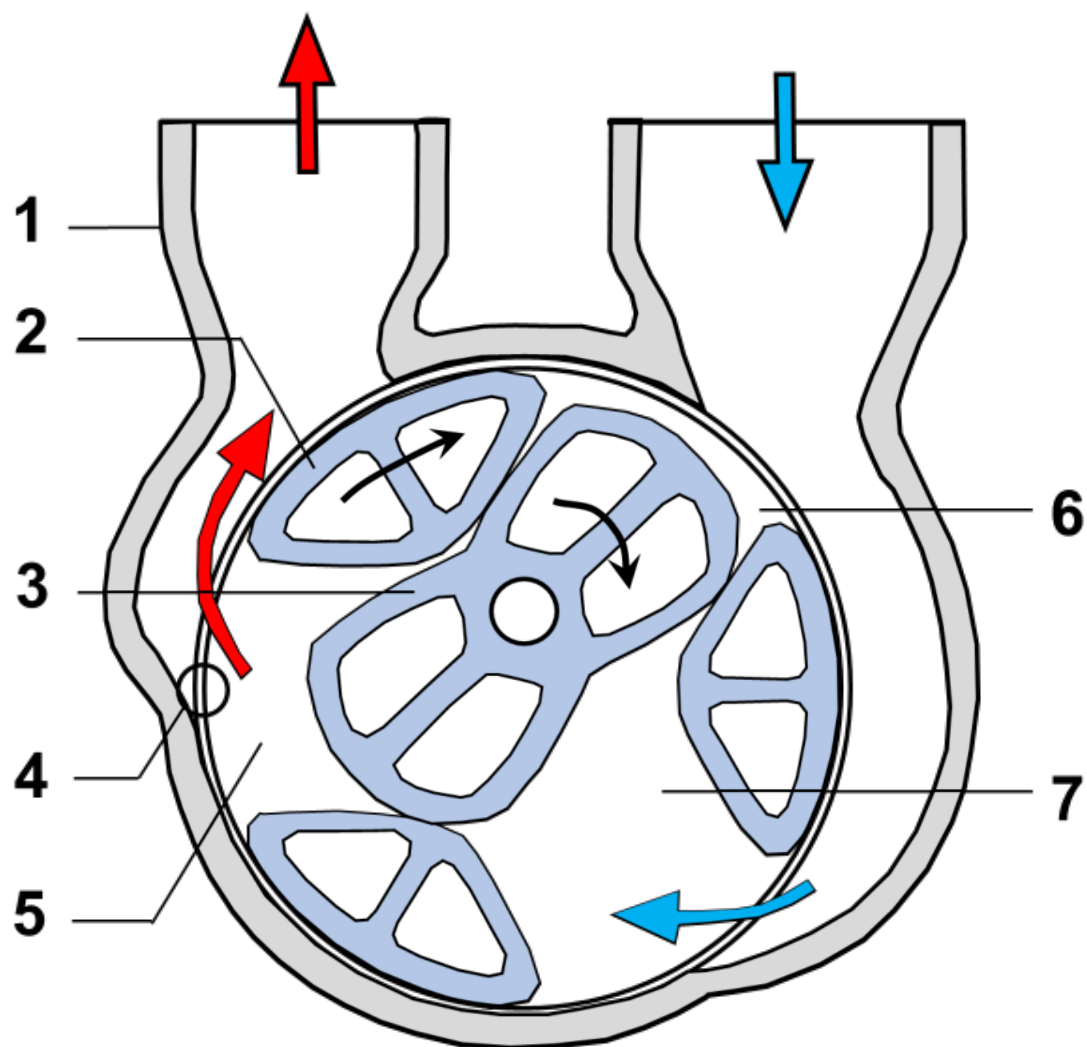
Рисунок 2.11 – Универсальная характеристика винтового компрессора

Главным недостатком компрессора является очень высокая цена, делающая этот агрегат труднодоступным.

## 2.5 Нагнетатель Ванкеля

Нагнетатель Ванкеля (рисунок 2.12) представляет собой роторно-поршневую машину, работающую на внутренней оси. Внутренний ротор

приводится во вращение по эксцентриковой траектории в цилиндре, где размещаются наружные роторы. Передаточное отношение между роторами составляет 2:3 или 3:4. Роторы вращаются в противоположных направлениях, не контактируя друг с другом или с корпусом. Вращение ротора-поршня по эксцентриковой траектории позволяет нагнетателю впускать максимально возможный объем воздуха для сжатия (камера I) и выпускать его (камера III). Степень сжатия определяется положением кромки А выпускного окна.



1 – корпус; 2 – наружный ротор; 3 – внутренний ротор-поршень; 4 – кромка А выпускного окна; 5 – камера III; 6 – камера II; 7 – камера I

Рисунок 2.12 – Поперечный разрез нагнетателя Ванкеля

В то время как процесс сжатия выполняет внутренний ротор, внешний ротор исполняет обязанности запирающего и тем самым впускающего и,

соответственно, выпускающего органа. Процесс впуска совершается путём увеличения образуемой внутренним и внешним роторами камеры. Благодаря вращению внутреннего ротора воздух всасывается и проходит через окно (впускную кромку) во внешний ротор. Последующее вращение внешнего ротора в корпусе затем запирает это окно, так как был достигнут максимальный объём камеры. Совместно вращающийся внутренний ротор способствует уменьшению объёма камеры и благодаря этому воздух сжимается; в зависимости от исполнения в этом нагнетателе выпускающей регулирующей кромки внутренняя степень сжатия достигалась между 1,1 и 1,5. Как только отверстие внешнего ротора переходило выпускную кромку, сжатый воздух выталкивался.

Для синхронизации движения внутреннего ротора-поршня и наружных роторов используется шестерёнчатая передача с внутренним зацеплением. Для смазки шестерён и роликовых подшипников применяется консистентная смазка. Внутренний и наружный роторы имеют уплотнения зазоров и определённой формы покрытие. Поршневые кольца служат в качестве уплотнения между рабочей камерой и корпусом шестерёнчатой передачи.

Коэффициент полезного действия нагнетателя на средних и высоких частотах вращения, а также при степени наддува около 1,6 был очень хорошим. Это можно наблюдать по приведённой ниже карте характеристик (рисунок 2.13).

При низких частотах вращения и высоких степенях сжатия, напротив, имеют место плохие показатели коэффициента полезного действия. Благодаря геометрии обоих роторов, которые имеют профиль трохойды («кривые»), достигнуто хорошее уплотнение роторов друг с другом. Трёхлопастной внутренний ротор вытеснял при этом воздух в четыре радиальные выемки внешнего ротора. В процессе вращения возникали равнозначные изгибания, в результате чего появлялись относительно длинные зазоры. Такая конструкция имела к тому же и то преимущество,

что обусловленное тепловыми и центробежными силами расширение в процессе эксплуатации, соответственно, происходило в радиальном направлении. Из-за этого малого размера щелей было вполне достаточно, что также повышало коэффициент полезного действия.

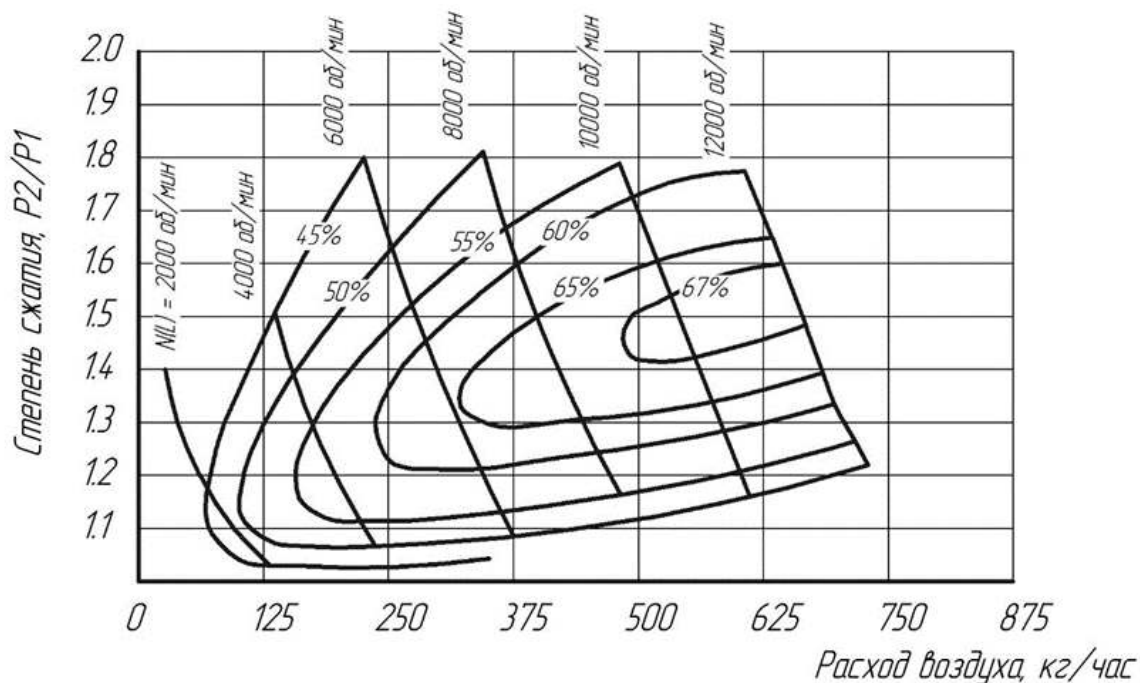
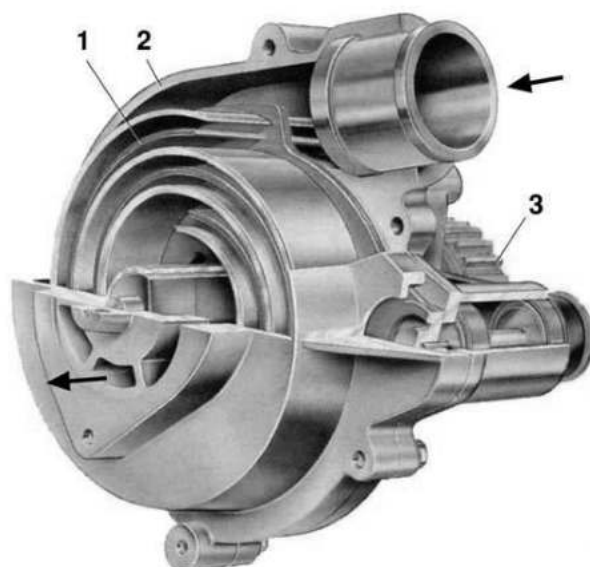


Рисунок 2.13 – Многопараметровая характеристика роторного нагнетателя Ванкеля

## 2.6 Спиральный нагнетатель

Спиральный нагнетатель (рисунок 2.14) представляет собой компрессор, в котором ротор со спиральными лопастями описывает эксцентричную траекторию в корпусе, также снабжённый спиральными лопастями. В спиральном нагнетателе используются циркуляционные вытеснительные элементы. При этом последовательно осуществляются следующие операции: рабочие камеры открываются и в них поступает воздух; отсекается подача воздуха; рабочие камеры открываются снова для выпуска сжатого воздуха через центральное окно.

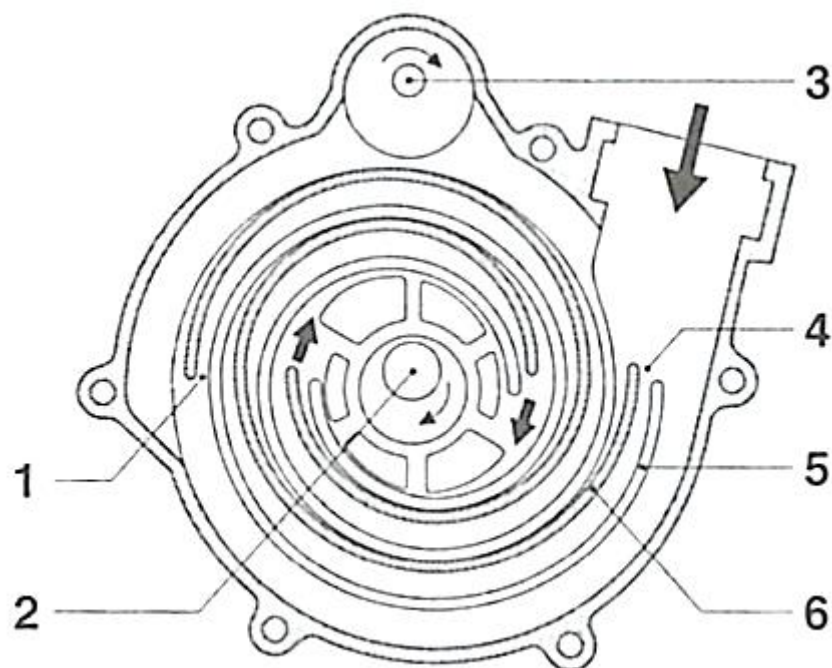


1 – вытеснитель; 2 – корпус; 3 – приводная шестерня

Рисунок 2.14 – Конструкция спирального нагнетателя

Схематично конструкцию *G*-образного нагнетателя (рисунок 2.15) можно представить в виде двух спиралей, одна из которых неподвижна и является частью корпуса. Вторая – вытеснитель – расположена между витками первой и закреплена на валу с эксцентриситетом в несколько миллиметров. Вал приводится от двигателя ремённой передачей с передаточным отношением около 1:2.

Ротор нагнетателя эксцентрично приводится во вращение кулачком, установленным на главном центральном валу. Вспомогательный вал, приводимый во вращение через ремённую передачу, обеспечивает равномерное эксцентричное вращение ротора. Смазка приводного вала осуществляется из контура системы смазки двигателя. Эффективность нагнетателя зависит от соблюдения очень строгих допусков размеров и качества уплотнений. Радиальное уплотнение обеспечивается за счёт минимально возможных зазоров, а осевое уплотнение – за счёт уплотнительных полос, устанавливаемых на торцевых поверхностях. Эти уплотнительные полосы являются изнашиваемыми компонентами и при необходимости подлежат замене во время выполнения регулярного технического обслуживания автомобиля.



1 – впуск воздуха во вторую рабочую камеру; 2 – приводной вал;  
 3 – направляющая вытеснителя; 4 – впуск воздуха в первую рабочую камеру; 5 – корпус; 6 – вытеснительный элемент

Рисунок 2.15 – Поперечный разрез нагнетателя спирального типа

Внутреннее сжатие может быть достигнуто за счёт надлежащей конфигурации спиралей.

Принцип действия нагнетателя поясняется на рисунке 2.16.

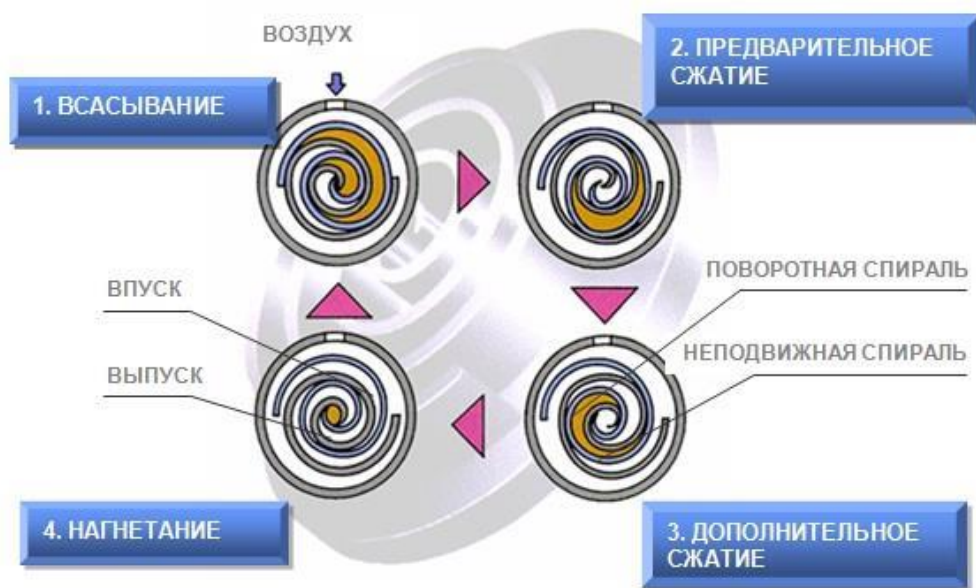


Рисунок 2.16 – Принцип действия спирального нагнетателя

При вращении вала внутренняя спираль совершает колебательные движения, и между неподвижной (корпус) и обегаящей (вытеснитель) спиралью образуются серпообразные полости, которые движутся к центру, перемещая воздух от периферии и подавая его в двигатель под небольшим давлением. Количество перемещаемого воздуха зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Преимуществами спиральных нагнетателей являются:

- более быстрая генерация давления наддува вследствие малого инерционного момента масс;
- высокий полный коэффициент полезного действия;
- низкая эмиссия шумов;
- хорошее уплотнение, благодаря чему наличие давления наддува уже на низких частотах вращения;
- низкая мощность трения;
- возможность определения конструктивного ряда.

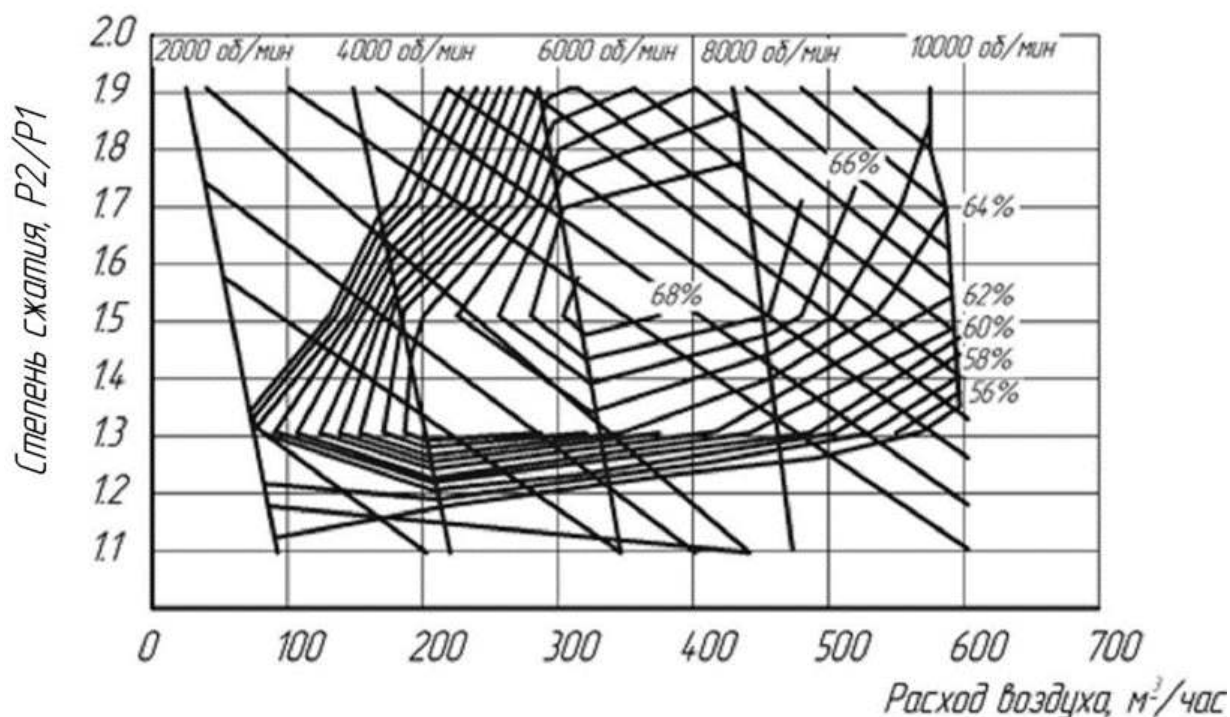


Рисунок 2.17 – Многопараметровая характеристика спирального нагнетателя (G-нагнетателя)

По карте характеристик G-нагнетателя (рисунок 2.17), которая также выделяется крутыми линиями частот вращения, измеренный полный коэффициент полезного действия составляет 68 процентов.

## **2.7 Роторно-шестерёнчатый компрессор Рутс**

Одними из распространённых в транспортных двигателях является объёмный нагнетатель типа Рутс.

Нагнетатель Рутс был запатентован американцами братьями Филандером и Фрэнсисом Рутс в 1860 г. Первоначально этот механизм использовался исключительно для вентиляции промышленных помещений и шахт, и лишь в 1885 г. Готлиб Даймлер получил свой патент на нагнетатель, работающий по принципу нагнетателя братьев Рутс. Как указывалось, ранее, в 1900 г. увидел свет автомобиль с двигателем, оснащённым первым механическим нагнетателем типа Рутс.

В корпусе овальной формы вращаются в противоположные стороны два ротора, имеющие специальный профиль. В зависимости от размеров роторов частота их вращения составляет 500 – 6000 об/мин и может достигать 12000 об/мин. Роторы насажены на валы, связанные одинаковыми шестернями. Между самими роторами и корпусом поддерживается небольшой зазор. Основное отличие этого метода нагнетания заключается в том, что воздух сжимается не внутри, а непосредственно в нагнетательном трубопроводе, поэтому его эффективная работа возможна лишь до определённых значений давления наддува, как правило, степень повышения давления не превышает 2.

В 1949 г. другой американский изобретатель, Итон, улучшил конструкцию нагнетателя – прямозубые шестерни уступили место косозубым роторам и воздух начал перемещаться не поперёк их осей вращения, а вдоль. Но, как и до модернизации, основным принципом

работы нагнетателей типа Рутс является простая перекачка воздуха в другой объем, без сжатия воздуха внутри механизма.

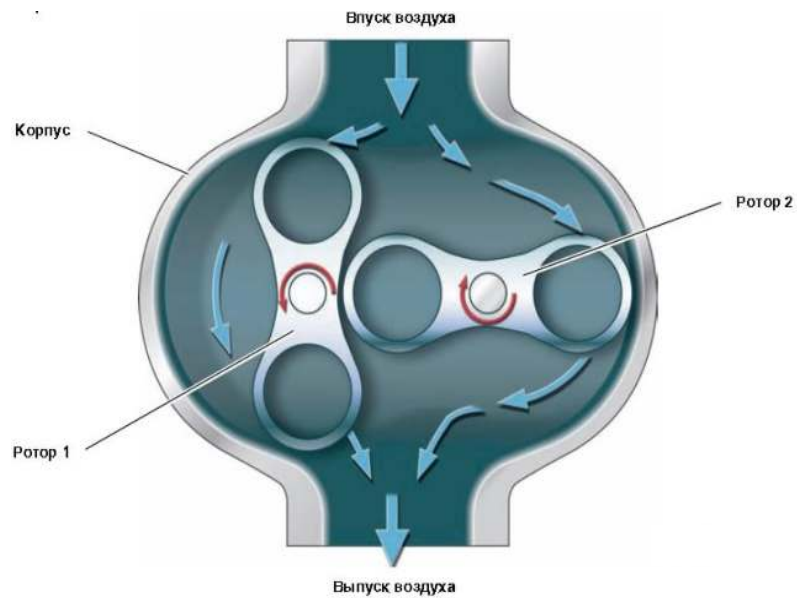


Рисунок 2.18 – Принцип работы нагнетателя Рутс

Универсальная характеристика компрессора показана на рисунке 2.19.

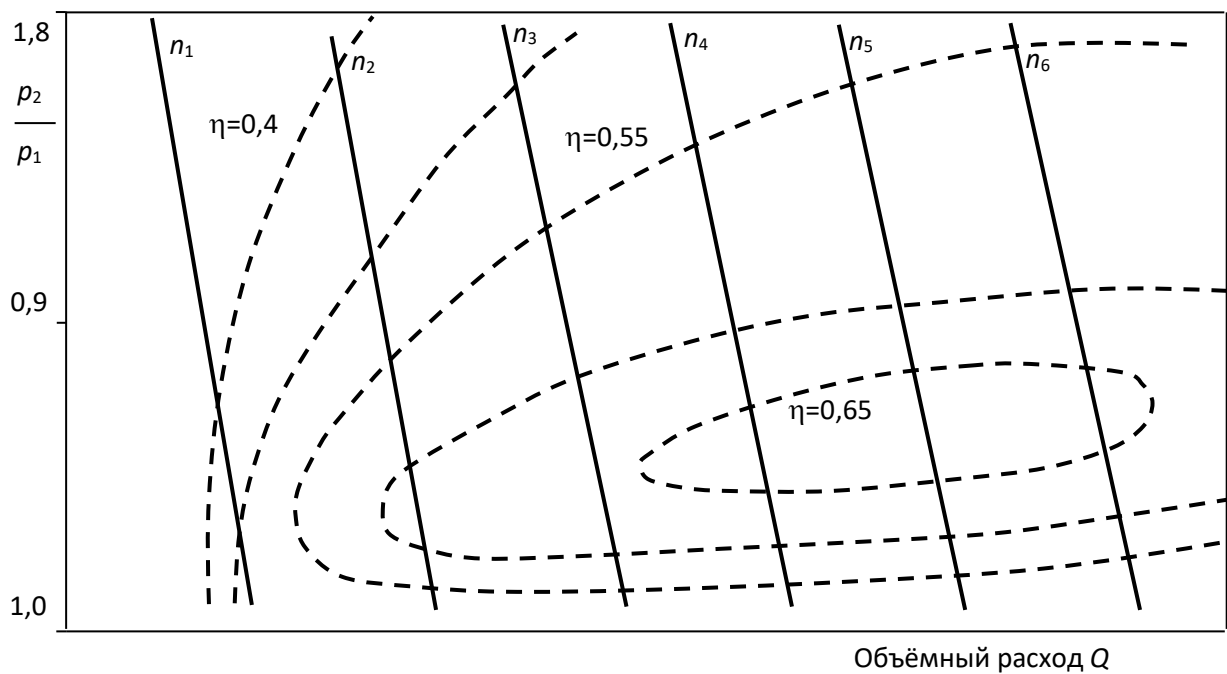


Рисунок 2.19 – Универсальная характеристика компрессора *Roots*

Нагнетатели данного типа, в отличие от центробежных, начинают свою работу уже при низких частотах вращения вала и продолжают без потери эффективности нагнетать воздух в цилиндры. С ростом давления в нагнетательном трубопроводе, а также при низком расходе воздуха увеличиваются утечки воздуха в зазорах, и его к. п. д. ощутимо снижается. Увеличением скорости вращения роторов можно несколько снизить утечки воздуха, но лишь до определённых пределов.

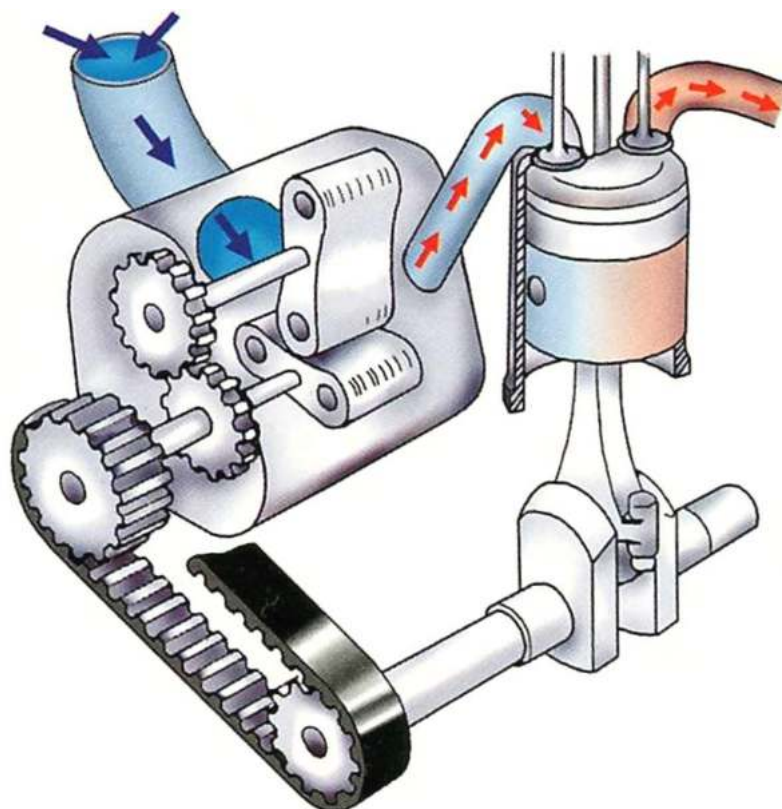


Рисунок 2.20 – Принцип сжатия воздуха в компрессоре Рутс

В отличие от центробежных компрессоров, работа роторно-шестерёнчатых нагнетателей сопровождается пульсациями давления. Для снижения шума и амплитуды пульсаций в последнее время наибольшее распространение получили трёхзубчатые роторы спиральной формы. В настоящее время современные технологические возможности вывели подобные компрессоры на очень высокий уровень производительности.

Достоинством объёмных нагнетателей является эффективность на малых и средних частотах вращения вала двигателя. Достоинством нагнетателя является также его прямая связь с частотой вращения вала двигателя, благодаря чему исключается отставание в воздухообеспечении двигателя при резком увеличении частоты вращения вала двигателя. Малое количество движущихся частей и малые скорости вращения делают эти нагнетатели одними из самых надёжных и долговечных. К достоинствам относится также чистота подаваемого воздуха, уравновешенность, отсутствие проблем с охлаждением.

Рассмотрим конструкцию Рутс-нагнетателя, устанавливаемого на автомобиле концерна Фольксваген (рисунок 2.22).

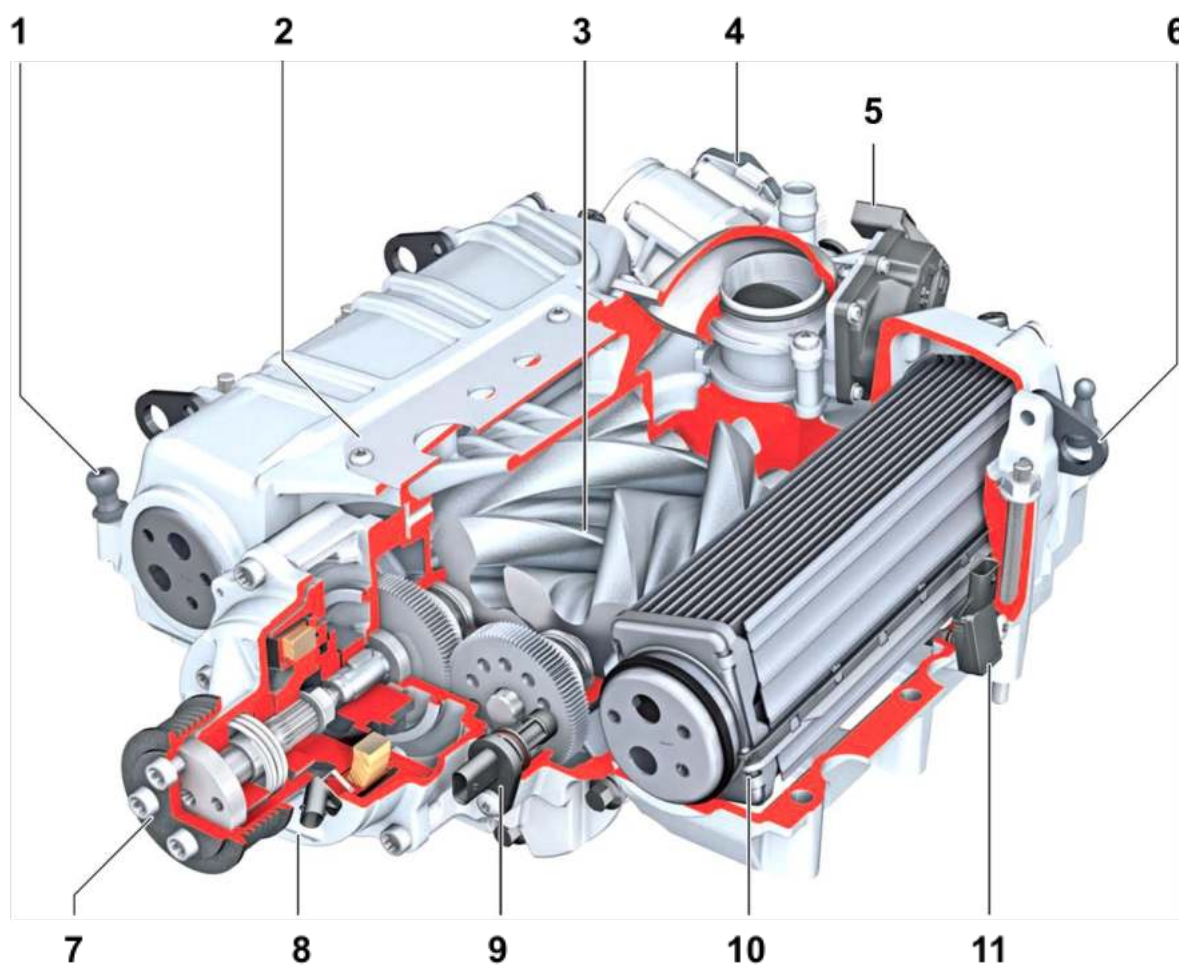


Рисунок 2.22 – Устройство нагнетателя Рутс



Упругий элемент должен быть достаточно «мягким» для эффективной расстыковки. В динамическом режиме, то есть при изменении нагрузки, он также должен предотвращать жёсткие толчки, которые могут привести к появлению посторонних шумов.

Второй ротор приводится через пару зубчатых шестерён. Это позволяет вращаться обоим роторам абсолютно синхронно и в противоположном направлении.

Привод нагнетателя Рутс осуществляется непрерывно. При отсутствии системы регулирования давления наддува нагнетатель Рутс постоянно выдавал бы максимальный воздушный поток для соответствующей частоты вращения и, соответственно, максимальное давление наддува.

Но поскольку далеко не на всех рабочих режимах требуется наддувочный воздух, это привело бы к образованию воздушных заторов на стороне нагнетания. Это, в свою очередь, привело бы к неоправданной потере мощности двигателя. Поэтому должна существовать возможность регулирования давления наддува.

Преимущества и недостатки механического наддува нагнетателем Рутс по сравнению с наддувом турбонагнетателем.

Преимущества:

- быстрое создание необходимого давления наддува;
- непрерывная подача давления наддува и рост давления с ростом частоты вращения;
- нет необходимости сильного охлаждения наддувочного воздуха;
- длительный срок службы, удобство технического обслуживания;
- компактная конструкция (возможна установка в зоне развала цилиндров вместо впускного коллектора);
- экономное расходование топлива;

– быстрое динамичное нарастание крутящего момента; раннее достижение максимального крутящего момента, за счёт этого – хорошая динамика;

– максимально короткие пути сжимаемого воздуха к цилиндру; образуется небольшой объём воздуха, за счёт этого – быстрый отклик на нажатие педали акселератора;

– лучшие параметры отработавших газов; причина: катализатор быстрее нагревается до рабочей температуры. На двигателе с турбонаддувом часть тепловой энергии расходуется на привод турбонагнетателя.

Недостатки:

– большие затраты в производстве из-за малых допусков при изготовлении (роторы к корпусу и роторы друг к другу);

– высокая чувствительность к попаданию инородных предметов в магистраль чистого воздуха;

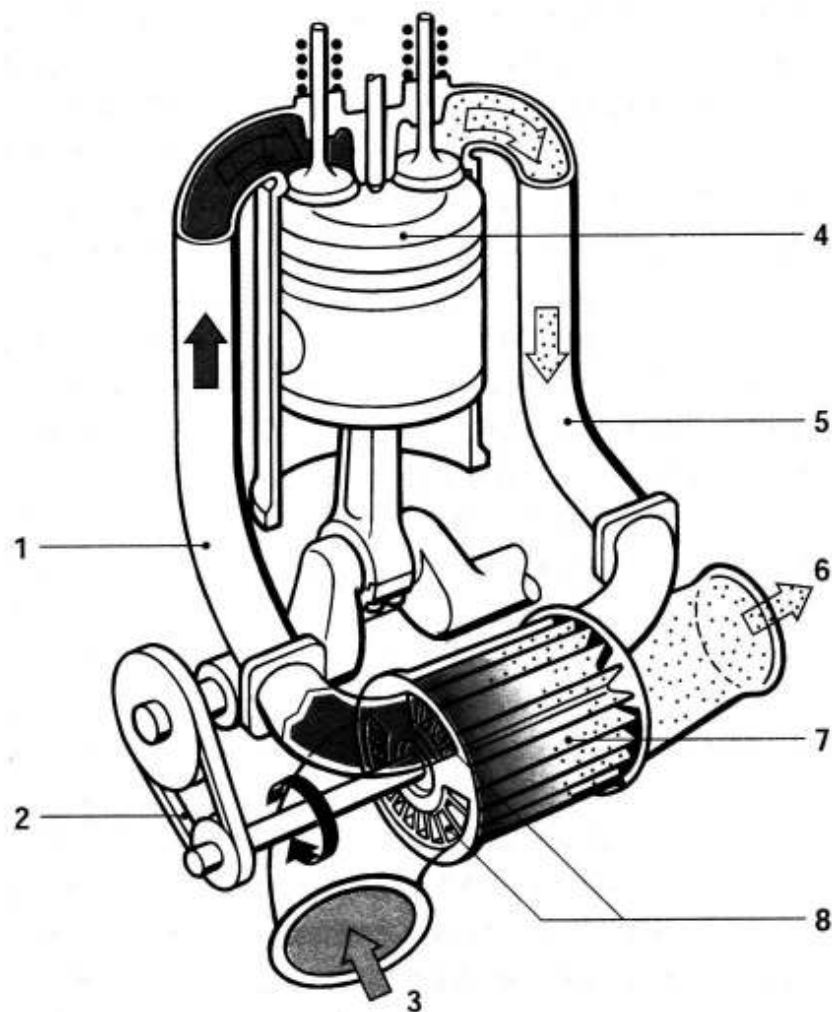
– относительно большой вес;

– большие затраты на шумоизоляцию;

– на привод нагнетателя частично расходуется мощность двигателя.

## **2.8 Нагнетатели, приводимые волновым давлением газа**

Нагнетатель, приводимый волновым давлением газа (рисунок 2.24) представляет собой газодинамическую машину, основным компонентом которой является ротор с открытыми каналами, расположенными коаксиально по его окружности («секционное колесо» или «ротор»).



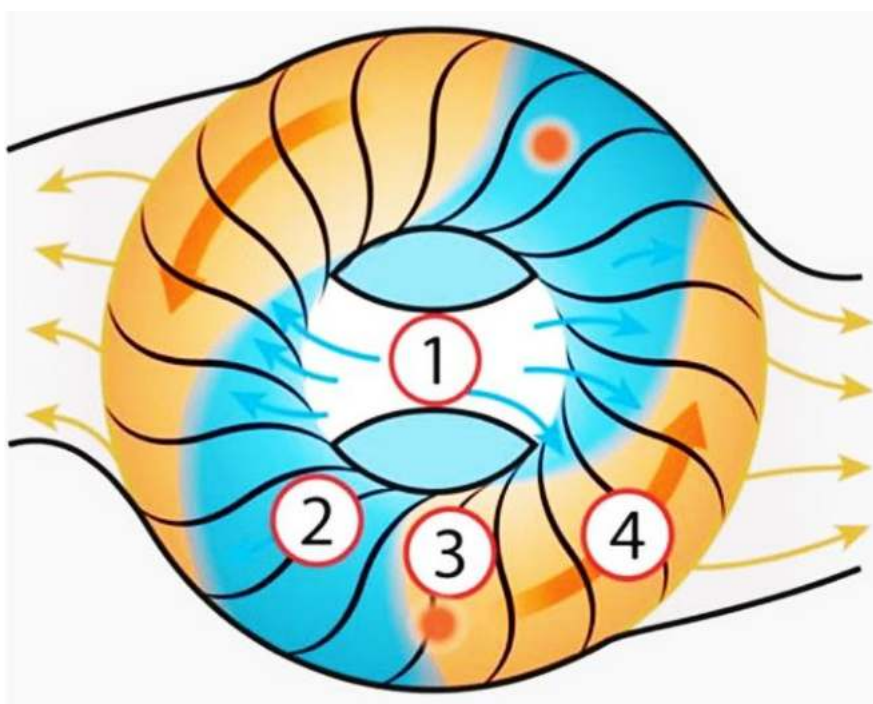
1 – воздух высокого давления; 2 – приводной ремень; 3 – впуск воздуха низкого давления; 4 – поршень двигателя; 5 – отработавшие газы высокого давления; 6 – выпуск отработавших газов низкого давления; 7, 8 – секционный ротор

Рисунок 2.24 – Нагнетатель, использующий волновое давление газов

Через отверстия для впуска и выпуска свежего воздуха и отработавших газов и торцевые поверхности ротора осуществляется повышение давления в каналах. Свежий воздух сжимается в каналах ротора в ходе газодинамических процессов. В ходе этого процесса свежий газ и отработавшие газы кратковременно вступают в контакт друг с другом. Существенно важным для функционирования является тот физический факт, что процесс газодинамического сжатия происходит в течение

значительно более короткого периода времени, чем время смешивания двух газовых потоков.

Принцип действия нагнетателя, приводимого в действие волновым давлением газа (рисунок 2.25), основан на том, что волна давления на открытом конце отражается, как волна разрежения, а на закрытом конце - как волна давления; это также относится к отражению волны разрежения. Для контроля и поддержания этого процесса отверстия каналов должны проходить через «открытые концы» и «закрытые концы», то есть секционный ротор должен вращаться.



1 – топливовоздушная смесь наполняет камеры вращающегося ротора; 2 – топливовоздушная смесь разгоняется по мере вращения лопастей, образуется ударная волна, сжимающая смесь; 3 – нарастает температура смеси, происходит возгорание; 4 – расширяющиеся газы толкают ротор

Рисунок 2.25 – Поперечный разрез волнового нагнетателя

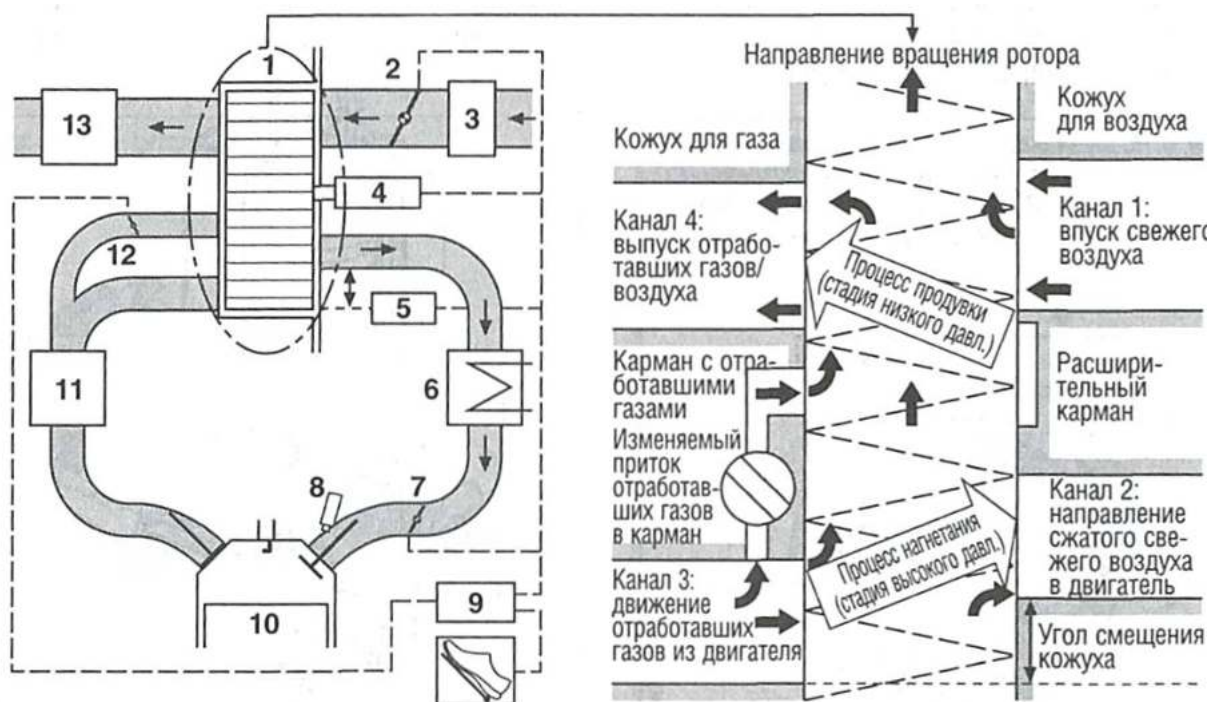
Мощность привода используется просто для компенсации потерь в подшипниках ротора и потерь на вентиляцию и для ускорения ротора в случае внезапного увеличения нагрузки. Путём соответствующего конфигурирования тракта прохождения газа в корпусе можно обеспечить

достаточно равномерное распределение температуры в роторе с целью обеспечения достаточно малых зазоров. Акустические характеристики могут быть улучшены путём соответствующего конфигурирования секций.

Диаграммы газовых потоков и состояний (рисунок 2.26) иллюстрируют процессы в базовом нагнетателе, приводимом в действие волновым давлением газа при полностью открытом дросселе и умеренной частоте вращения коленчатого вала. Энергообмен в каналах происходит со скоростью звука, и благодаря используемым принципам действия нагнетатель очень быстро реагирует на изменение потребности двигателя, причём фактическое время реакции определяется процессами наддува в воздуховодах и выпускных трубах. Скорость звука, а также физические характеристики являются функцией температуры, что означает, что они в основном зависят от величины крутящего момента двигателя, а не от частоты вращения коленчатого вала.

Если передаточное отношение между двигателем и секционным ротором постоянно, что и имеет место для приводимого при помощи ремённой передачи нагнетателя, волновой процесс оптимален только в определённой рабочей точке. Для устранения этого недостатка в передней части кожухов размещают специальные «карманы», позволяющие получить высокую производительность нагнетателя и оптимальную кривую наддува в относительно широком диапазоне рабочих режимов.

Частота вращения ротора обменника составляет 4500 об/мин для небольших двигателей, а для мощных двигателей достигает 18000 об/мин. Уровень степени повышения давления достигает 3,0.



а – схема потоков газов; б – диаграмма состояний; 1 – нагнетатель, использующий волновое давление газов; 2 – дроссельная заслонка №1; 3 – воздушный фильтр; 4 – привод ротора; 5 – смещение кожуха; 6 – промежуточный охладитель; 7 – дроссельная заслонка №2; 8 – топливная форсунка; 9 – электронный блок управления двигателем; 10 – двигатель внутреннего сгорания; 11 – трёхкомпонентный каталитический нейтрализатор; 12 – заслонка газового кармана; 13 – каталитический нейтрализатор окислительного типа

Рисунок 2.26 – Схема потоков газов и диаграмма состояний нагнетателя, использующего волновое давление газов

Достоинства обменника давления "Компрекс" следующие:

- благоприятное протекание внешней скоростной характеристики двигателя;

- высокая приёмистость (не надо раскручивать ротор агрегата).

К недостаткам обменника можно отнести следующее:

- смешение газов в зоне контакта;
- увеличенные габариты по сравнению с турбокомпрессором;
- большая стоимость;

- отклонение от расчётного режима приводит к ухудшению показателей двигателя;
- теплообмен со стенками ротора снижает плотность воздуха.

## 2.9 Регулирование механических нагнетателей

Как уже было выше показано, механические нагнетатели по величине объёма всегда должны быть рассчитаны на полную нагрузку. Но в результате этого на всём диапазоне работы при частичной нагрузке – в зависимости от точки нагрузки – имеет место больший или меньший объём избыточного воздуха.

Если механический компрессор или вытеснитель используется для наддува дизельного мотора, то при частичной нагрузке имеется возможность приводить в действие дизельный двигатель – дополнительно и без того уже имеющимся высоким избытком воздуха – с ещё повышенным коэффициентом избытка воздуха. Естественно, что при малых нагрузках следует принимать во внимание повышенный расход топлива, так как двигатель должен производить больше работы по сжатию этого воздуха.

У бензиновых двигателей этот факт приводит к ещё большим проблемам. Здесь идёт речь не о повышенном расходе топлива, а проще говоря, о том, что в таком случае двигатель с впрыскиванием топлива во впускной коллектор нуждается для регулирования нагрузки в дроссельном клапане и в соотношении составных компонентов горючей смеси  $\lambda = 1$  (14,7 части воздуха к одной части топлива). И, наконец, должен он равным образом нейтрализовать все три вредных вещества, такие как окись углерода (СО), углеводороды (НС) и окислы азота (NOx) и сжечь горючую смесь без остатка. В регулируемом по параметру лямбда бензиновом двигателе этот параметр может, таким образом, при частичной нагрузке не выходить за пределы «лямбда-окна» ( $\lambda = 0,9 - 1,1$ ), что запрещает излишнее

обеднение посредством избытка воздуха. Поэтому, прежде всего, эти двигатели с механическим наддувом нуждаются в регулировании.

Наилучший вариант, естественно, – это полное отсутствие нагнетателя при частичной нагрузке; двигатель не должен обслуживать дополнительный агрегат, в котором и без того нет нужды – поэтому оптимальным было бы вообще отключение нагнетателя. И такая возможность вполне осуществима, а именно, в виде сцепления.

Ещё одна альтернатива: позволить нагнетателю постоянно вращаться, но обеспечить его механизмом байпасного регулирования. Оба решения в принципе применимы и к дизельным двигателям.

Первый вариант предусматривает наличие между сторонами всасывания и давления нагнетателя короткого «перепускного трубопровода». При этом неиспользуемый воздух посредством байпасного механизма перемещается по кругу и вновь подводится к стороне впуска нагнетателя. Этот вариант регулирования давления был предусмотрен во многих системах наддува в качестве альтернативы дорогостоящему варианту со сцеплением. К Рутс-нагнетателю особенно хорошо подходит байпасное регулирование, так как он работает без внутреннего сжатия, а его постоянный попутчик, двигатель, за неимением сцепления может спокойно перенести эту утрату.

По-другому исполненный байпасный трубопровод постоянно реализует режим циркуляции воздуха нагнетателя при частичной нагрузке, чтобы уменьшить его мощность привода. Байпасный клапан реагирует здесь, например, на низкое давление во впускном газопроводе; нажимается педаль акселератора и повышается атмосферное давление, а оно воздействует на мембранный датчик. Соответственно, связанный с ним рычажной механизм открывает байпасный клапан, так что нагнетатель более или менее «подпитывается» воздухом. При этом от исполнения мембранной пружины и длины рычага зависит также то, как байпасный клапан реагирует на изменение давления во впускной трубке и получается

ли выигрыш от его открытия и закрытия. Но байпасная заслонка может также управляться посредством тактового клапана электронным способом. Отдельные рабочие точки двигателя сопоставлены с определёнными положениями клапана, которые отрегулированы по карте характеристик.

Байпасное регулирование может оказывать также влияние на величину расхода мощности нагнетателя в зависимости от места крепления дроссельного клапана двигателя. В зависимости от того, размещён ли он со стороны впуска или со стороны давления, и прежде всего от выбранного типа нагнетателя, потери могут снижаться более или менее резко.

Во втором варианте нагнетатель посредством сцепления (электромагнитного) может быть включён или отключён. Этот вариант в прошлом признавался многими производителями нагнетателей как наилучшее решение, но, к сожалению, он был самым дорогостоящим и трудным для практической реализации.

При подключении нагнетателя происходит соединение неподвижно закреплённого на валу нагнетателя диска сцепления со шкивом. Затраты на всё это, разумеется, достаточно велики; к тому же добавляется у многих нагнетательных устройств ещё одна проблема. Такое подключение приносит с собой высокую нагрузку на диск сцепления, так как негативное ускорение в результате высокой инерции массы механического нагнетателя достаточно велико. И ещё – такое решение приводит к ухудшению условий комфортности, а именно, в зависимости от частоты вращения двигателя проявляются более или менее ощутимые рывки в момент включения.

Байпасное регулирование может иметь варианты. Байпасный трубопровод проходит от воздушного фильтра непосредственно к стороне давления нагнетателя.

Благодаря этому при включённом сцеплении возможна циркуляция воздуха в нагнетателе – по аналогии с обычными байпасными системами, в которых поступающий от мотора воздух в основном должен быть допущен до нагнетателя и затем в режиме регулирования ненужная часть воздуха

вновь подводилась к стороне впуска нагнетателя. Байпасная система, напротив, работает почти без потерь; встроенная в байпасный трубопровод регулирующая заслонка «заменяет», естественно, в режиме регулирования – и, следовательно, в диапазоне между полной нагрузкой «атмосферного» двигателя без наддува и полной нагрузкой двигателя с наддувом - основной дроссельный клапан двигателя. Байпасный клапан в этой ситуации постоянно закрыт до тех пор, пока в соответствии с рабочей точкой не создаётся строго определённое значение давления наддува.

Регулирование нагрузки и давления наддува выполняется, таким образом, в этом диапазоне карты характеристик с помощью байпасного клапана. Дроссельный клапан двигателя хотя и запускается, однако вряд ли при этом создаются потери, несмотря на расположение со стороны давления, поскольку уровень давления наддува согласован с соответствующей точкой нагрузки. Если мотор работает в зоне до полной нагрузки двигателя без наддува как обычный «атмосферный» двигатель, то в этом случае байпасный клапан постоянно открыт и регулирование нагрузки выполняется с помощью дроссельного клапана двигателя.

В этом случае ненужный воздух пропускается обратно от стороны давления нагнетателя к стороне впуска. Нагнетатель не производит – хотя и приводится от коленчатого вала – при этом никакой работы, а только подсчитывает потери потока. Если у водителя появилась необходимость (например, внезапное ускорение) в особо быстром срабатывании, то байпасный клапан молниеносно полностью закрывается и двигатель вытягивает воздух, в котором он нуждается, непосредственно из этого компонента. Ну, а поскольку нагнетатель работает, то после закрытия байпасного клапана нагнетателю сразу же предоставляется в распоряжение необходимый для полной нагрузки объем воздуха.

За счёт этого в течение нескольких миллисекунд генерируется давление наддува и к тому же без рывков – что является достоинством комбинированной системы «нагнетатель – сцепление». При работе

нагнетателя в режиме полной нагрузки дроссельный клапан двигателя полностью открывается, а байпасный клапан полностью закрывается. Здесь регулируется только давление наддува, которое формируется в соответствии с параметрами подачи и поглощающей способности двигателя.

На двигателе V6 TFSI 3,0 л для регулирования давления наддува используется блок управления регулирующей заслонки. Этот блок, закреплённый болтами в модуле наддува, соединяет сторону нагнетания со стороной всасывания.

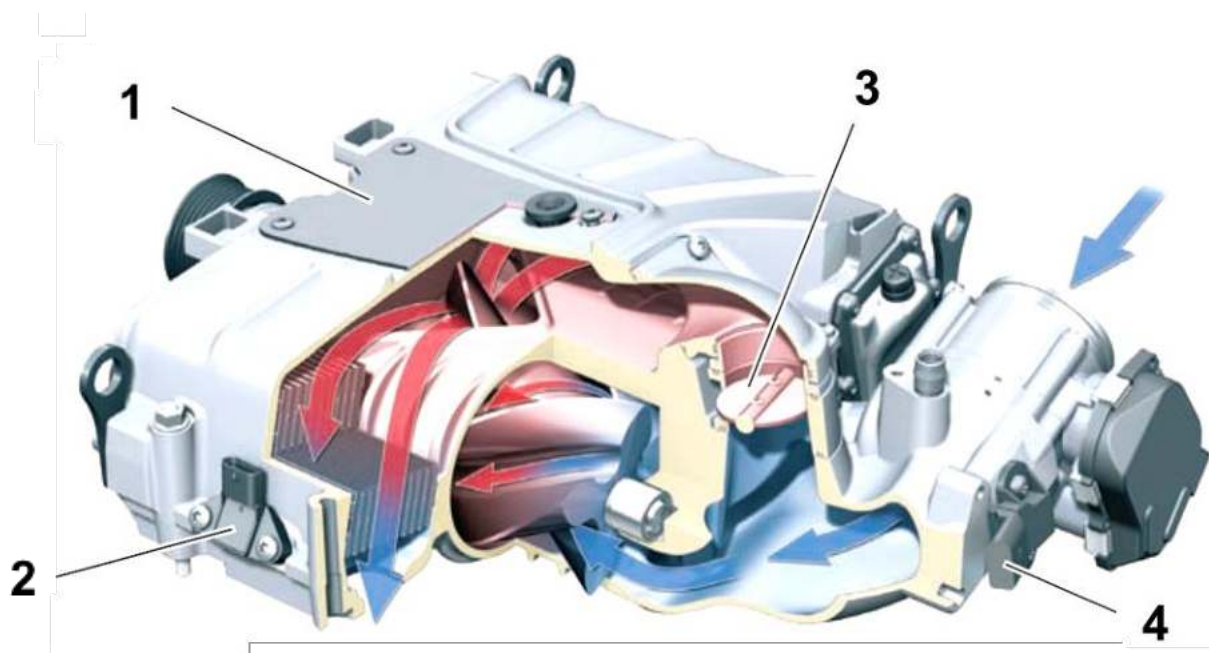
При открывании байпасной заслонки часть необходимого воздушного потока направляется через эту заслонку обратно, на сторону всасывания нагнетателя Рутс.

По принципу работы байпасную заслонку можно сравнить с перепускным клапаном отработавших газов бензинового двигателя с турбонагнетателем.

Задачи блока управления регулирующей заслонки:

- поддержание заданного блоком управления двигателя значения давления наддува;
- ограничение максимального давления наддува на значение 1,9 бар абсолютного давления.

В режиме полной нагрузки воздух проходит через дроссельную заслонку, затем через нагнетатель Рутс, охладитель наддувочного воздуха и направляется к двигателю.



1 – демпфирующая пластина; 2 – датчик давления наддува и датчик температуры во впускном трубопроводе; 3 – байпасная заслонка; 4 – датчик температуры воздуха на впуске и датчик давления во впускном трубопроводе

Рисунок 2.24 – Расположение байпасной заслонки

В режиме частичной нагрузки, в режиме холостого хода и торможения двигателем часть необходимого объёма воздуха направляется через открытую байпасную заслонку обратно, на сторону всасывания.

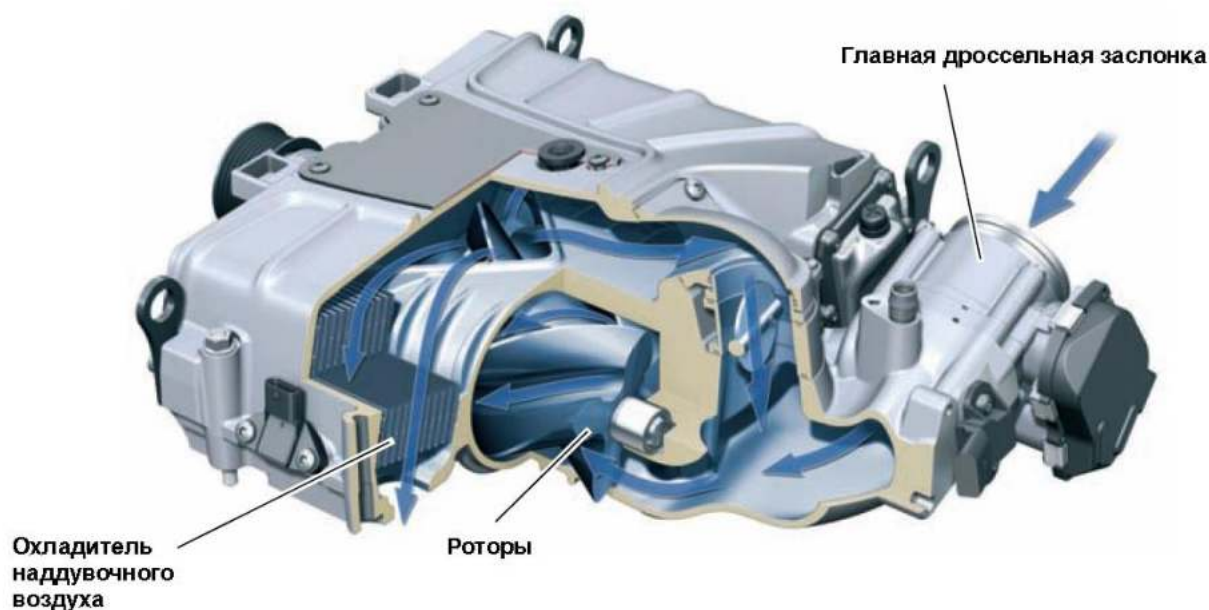


Рисунок 2.25 – Расположение дроссельной заслонки



В диапазоне низких и средних оборотов, а также при незначительной нагрузке электромагнитная муфта не включается. Она разомкнута, и приводной нагнетатель отключён. Между дисками ротора и якоря имеется зазор.

Крутящий момент к роторам нагнетателя не передаётся. Кроме того, регулирующая заслонка также закрыта. Весь направляемый в цилиндры двигателя воздух проходит через роторы нагнетателя, которые вследствие этого вращаются с незначительной скоростью.

Блок управления двигателя подаёт на электромагнитную муфту ШИМ-сигнал (регулирование тока). Возникающее магнитное поле, преодолевая усилие пластинчатых пружин, притягивает диск якоря к фрикционным накладкам диска ротора. Муфта передаёт крутящий момент на роторы нагнетателя.

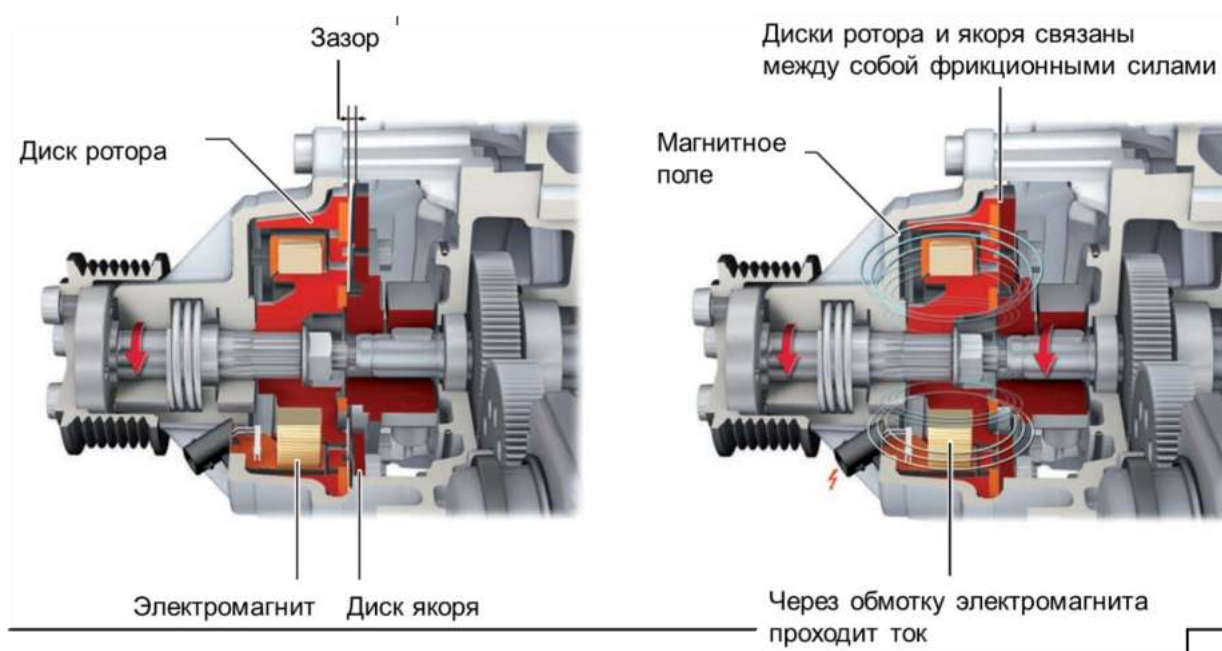


Рисунок 2.27 – Принцип работы электромагнитной муфты

На графике представлена характеристика включения компрессора. Благодаря достаточно сложной стратегии подключения и отключения нагнетателя, обеспечивается отключение в максимально возможной части

характеристики. При частичной нагрузке двигателя приводной нагнетатель отключается. Это уменьшает расход топлива.

Важнейшими параметрами являются, прежде всего, число оборотов двигателя и требуемый водителем крутящий момент. Кроме того, в расчёте учитываются и другие факторы.

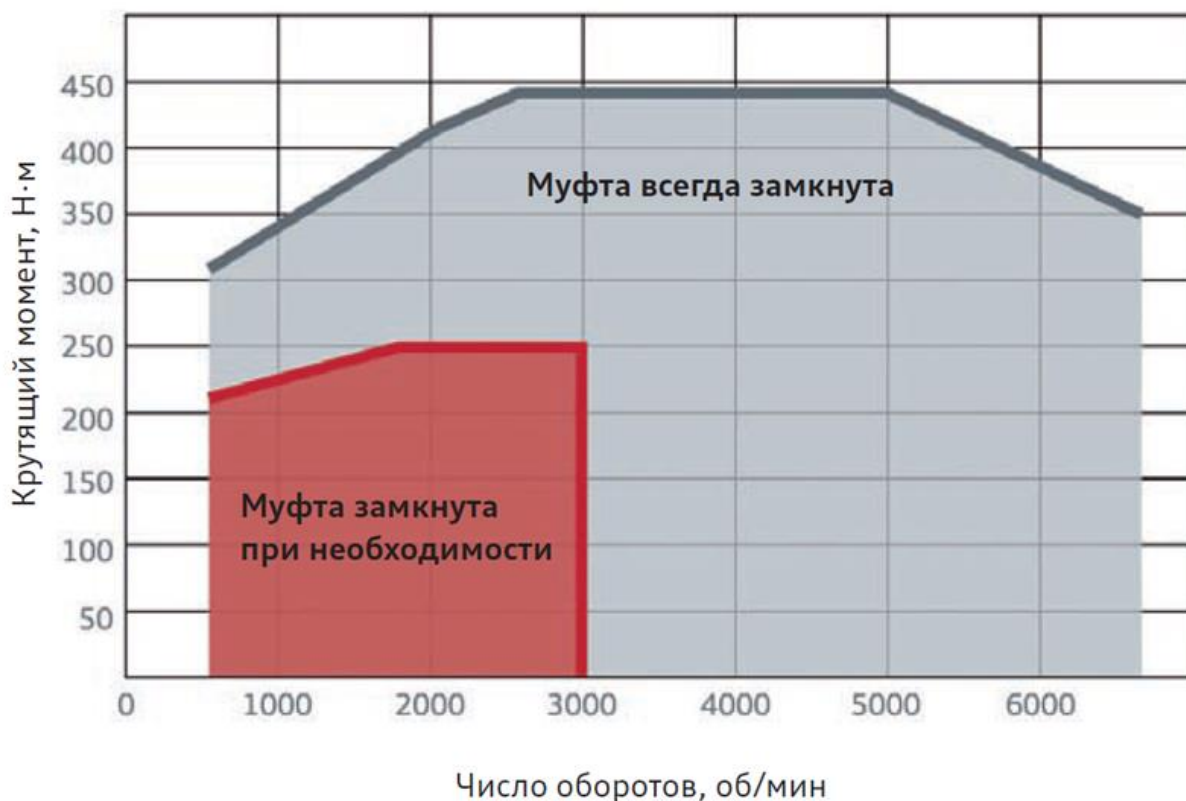


Рисунок 2.28 – Диапазон работы электромагнитной муфты

При разработке электромагнитной муфты достаточно сложно было обеспечить комфортность её включения, чтобы как подключение, так и отключение нагнетателя не ощущалось водителем ни в виде толчка, ни на слух.

Для этого при включении муфты ток через неё регулируется так, чтобы включение происходило как можно мягче. Кроме того, дроссельная и перепускная заслонки при отключённом нагнетателе активируются таким образом, чтобы через роторы проходил воздушный поток, и они оставались в движении.

За счёт этого подключение нагнетателя происходит мягче. Подключение нагнетателя всегда вызывает отбор крутящего момента от коленчатого вала двигателя. Отбираемый крутящий момент может на короткие промежутки времени динамически достигать пиковых значений до 70 Н·м, что воспринималось бы водителем как отчётливый толчок автомобиля.

Чтобы обеспечить максимально возможный уровень комфорта во всех точках характеристики, включение муфты происходит не скачком, а с регулированием тока посредством ШИМ-сигнала. Это позволяет соответствующим образом «растянуть» время её включения. Время включения муфты, в зависимости от желания водителя, может варьироваться в пределах 100–1500 мс. Например, при динамичном разгоне автомобиля требуется более быстрое включение.

Когда якорь втягивается в магнитное поле, в обмотке электромагнита вследствие явления самоиндукции происходит уменьшение силы тока, см. красную линию на графике. Оно регистрируется датчиком тока в блоке управления двигателя. Как только якорь войдёт в соприкосновение с ротором, начинается процесс регулирования тока. Ток регулируется в зависимости от номинальной и фактической частоты вращения компрессора.

В качестве входного сигнала при этом используется сигнал частоты вращения роторов нагнетателя, получаемый от датчика Холла, установленного в зубчатой передаче между роторами нагнетателя.

Во время и сразу после включения электромагнитной муфты система управления обеспечивает постепенное увеличение частоты вращения нагнетателя в зависимости от текущего режима/обстоятельств (при комфортном режиме – медленное увеличение; при динамичном – быстрое увеличение), соответствующим образом активируя для этого дроссельную и перепускную заслонки.

В результате достигается комфортный (без толчка) рост крутящего момента двигателя.

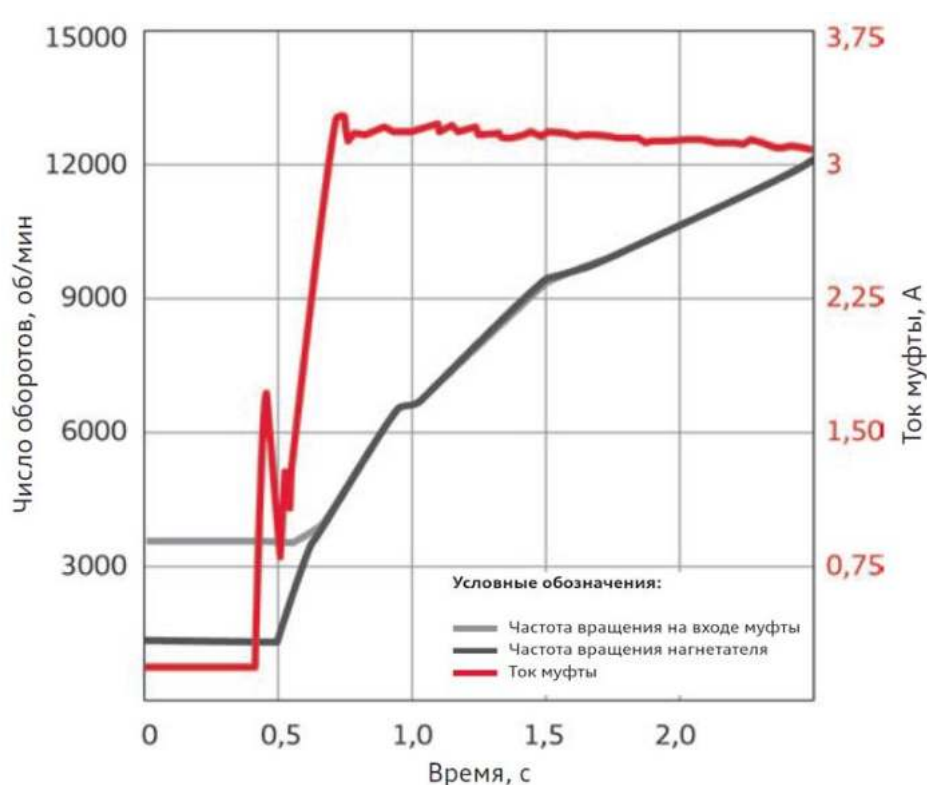


Рисунок 2.29 – Регулирование тока электромагнитной муфты при медленном включении

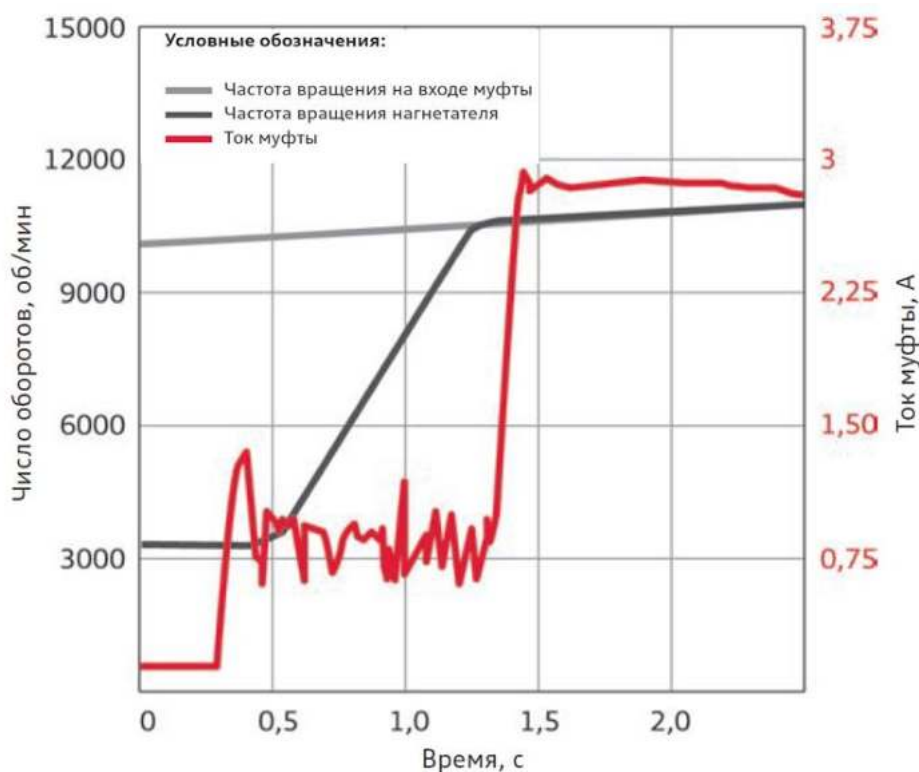


Рисунок 2.30 – Регулирование тока электромагнитной муфты при быстром включении

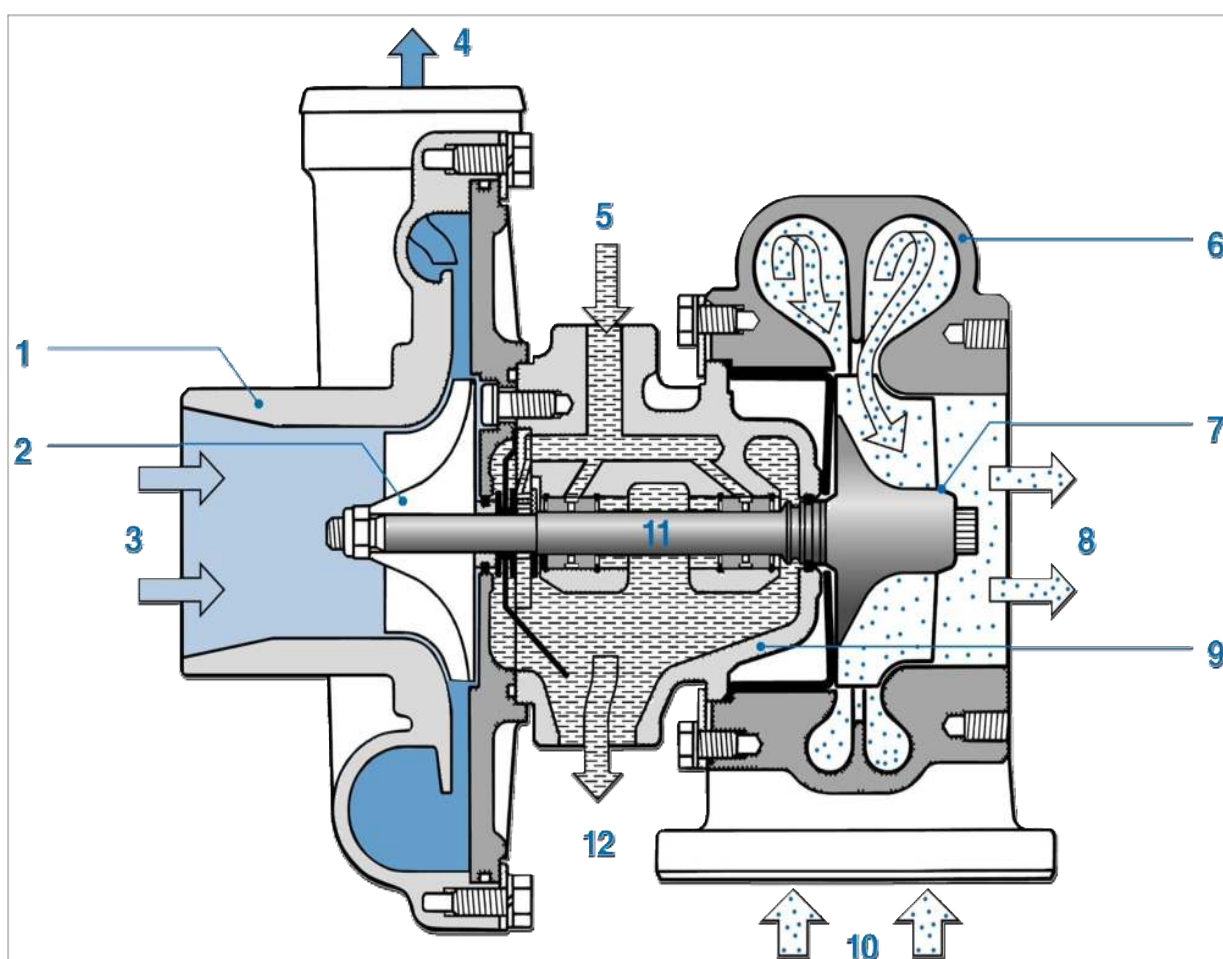
## 2.10 Контрольные вопросы

1. Что называется лопаточной машиной?
2. Что такое лопаточный компрессор?
3. Опишите принцип работы центробежного компрессора.
4. Какое максимальное значение степени повышения давления достигается в центробежном компрессоре?
5. Что такое адиабатный к. п. д. компрессора?
6. Что такое характеристика компрессора?
7. Что такое помпаж компрессора и чем он опасен?
8. Перечислите основные типы механических нагнетателей, применяемых для наддува ДВС.
9. Что называется характеристикой компрессора?
10. Каков принцип действия нагнетателей объёмного типа?
11. Перечислите основные типы объёмных нагнетателей, применяемых для наддува ДВС.
12. Как зависит расход воздуха через поршневой компрессор от давления на его выходе?
13. Перечислите достоинства и недостатки поршневого компрессора.
14. У какого объёмного нагнетателя самая высокая степень повышения давления?
15. Почему к. п. д. нагнетателя *Roots* падает с ростом давления нагнетания?
16. В чём заключается главное достоинство нагнетателя *Roots*?
17. Чем различаются принципы работы компрессоров *Roots* и *Lysholm*?
18. В чём заключаются главные недостатки роторно-шестерёнчатого компрессора?
19. Опишите принцип действия спирального нагнетателя.
20. Опишите принцип действия обменника давления «Комплекс».

21. Почему обменник давления «Комплекс» сегодня не может конкурировать с турбокомпрессором?
22. Охарактеризуйте способы регулирования давления наддува механических нагнетателей.
23. С какой целью в механических нагнетателях используют вариаторы скорости?
24. Опишите устройство и принцип работы нагнетателя Ванкеля.
25. Назначение и алгоритм работы байпасной заслонки.
26. Назначение и алгоритм регулирующей заслонки.
27. Опишите принцип работы электромагнитной муфты.
28. Опишите алгоритм включения электромагнитной муфты в разных режимах движения.

### 3 Турбокомпрессоры

Турбокомпрессор состоит из двух элементов – турбины и собственно компрессора, причём их рабочие колеса установлены на общем валу (см. рисунок 3.1). Работа турбоэлементов основана на физическом принципе создания момента. Турбина преобразует некоторую часть энергии, содержащейся в отработавших газах, в механическую энергию, необходимую для привода компрессора. Компрессор засасывает свежий воздух через воздушный фильтр и сжимает его.



1 – корпус компрессора; 2 – рабочее колесо компрессора; 3 – атмосферный воздух; 4 – предварительно сжатый воздух; 5 – подача масла; 6 – корпус турбины; 7 – рабочее колесо турбины; 8 – исходящие отработавшие газы; 9 – корпус подшипников; 10 – входящие отработавшие газы; 11 – вал турбокомпрессора; 12 – возврат масла

Рисунок 3.1 – Устройство турбокомпрессора

Таким образом, турбокомпрессор, приводимый в действие отработавшими газами, соединён с двигателем автомобиля только термодинамически, но не механически.

Частота вращения ротора турбокомпрессора не зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя, но она в значительной степени определяется балансом энергии, получаемой турбиной и отдаваемой компрессору. Турбина генерирует мощность, необходимую для привода компрессора, которая в основном теряется в подшипниках, и в конечном итоге рассеивается в виде тепла (механические потери).

### **3.1 Области применения**

Первые дизельные двигатели легковых автомобилей, оборудованные турбокомпрессорами, приводимыми в действие отработавшими газами, увидели свет в середине 1970-х годов. Появление «перепускной заслонки» для регулирования давления наддува окончательно утвердило концепцию двигателя, ориентированного на крутящий момент, и позволило значительно повысить гибкость. Дальнейшее повышение рабочих характеристик легковых автомобилей было достигнуто за счёт применения систем прямого впрыска топлива (1987) и турбокомпрессоров с изменяемой геометрией турбины (1996) или систем двухступенчатого турбонаддува (2004).

Результатом этих инноваций стало заметное увеличение на европейских рынках доли автомобилей с дизельными двигателями. В настоящее время в Европе все дизельные двигатели легковых и коммерческих автомобилей оборудуются турбокомпрессорами, приводимыми в действие отработавшими газами и промежуточными охладителями (охладителями наддувочного воздуха).

Применение турбонаддува бензиновых двигателей первоначально оставалось резервом повышения мощности только для мощных двигателей

спортивных автомобилей и из-за неадекватной управляемости («запаздывания») турбонаддув относительно редко применялся на серийно выпускаемых легковых автомобилях.

Однако в дальнейшем появилась тенденция к применению турбонаддува на бензиновых двигателях малой и средней мощности. В дополнение к повышению к. п. д., одна из основных целей заключалась в том, чтобы избежать увеличения количества цилиндров и связанного с этим увеличения размеров двигателя и расхода топлива.

В отличие от дизельных двигателей, в настоящее время, хотя и в меньшей степени, применяются нагнетатели с механическим приводом (по соображениям, обусловленным рынком, а также благодаря превосходным характеристикам в переходных режимах, когда требуется быстрое увеличение давления наддува). В настоящее время бензиновые двигатели с прямым впрыском топлива, оборудованные турбокомпрессорами, приводимыми в действие отработавшими газами, практически достигли уровня двигателей с нагнетателями с механическим приводом в отношении скорости увеличения давления наддува в переходных режимах.

В настоящее время для повышения мощности и крутящего момента бензиновых двигателей с небольшим рабочим объёмом при относительно небольшой частоте вращения коленчатого вала применяются комбинации механического наддува и турбонаддува с использованием отработавших газов (комбинированный наддув).

В то время как турбокомпрессор, приводимый в действие отработавшими газами, с изменяемой геометрией турбины является стандартным нагнетателем для дизельных двигателей, высокие температуры и затраты, связанные с использованием этой технологии, до сих пор позволяют использовать её для бензиновых двигателей только в ограниченной степени, в некоторых сегментах рынка.

В отношении содержания вредных веществ в отработавших газах и расхода топлива, а также иных рабочих характеристик важность

турбонаддува при помощи турбокомпрессоров, приводимых в действие отработавшими газами, на разрабатываемых новых двигателях с малым рабочим объёмом и уменьшенным количеством цилиндров будет возрастать. Сегодня мы наблюдаем резкий рост выпуска бензиновых двигателей с турбонаддувом, и в течение нескольких следующих лет ожидается резкий рост этого сектора рынка.

### **3.2 Конструкция турбокомпрессора**

Турбокомпрессор, приводимый в действие отработавшими газами, состоит из трёх основных узлов: центрального корпуса, компрессора и турбины. В зависимости от конструкции, турбокомпрессор может также содержать устройство для регулирования давления наддува.

В несущем корпусе находятся подшипники и уплотнения вала. В современных конструкциях применяются как радиальные, так и упорные подшипники. Радиальные подшипники представляют собой вращающиеся двойные втулки или неподвижные подшипниковые втулки. Выбор системы подшипников определяется требованиями к стабильности, потерям мощности и уровню шума.

Для демпфирования вибрации подшипниковые втулки смазываются противотоком масла («плавающая втулка»). Масло также выполняет функцию охлаждения, в особенности вала. Упорный подшипник в обычных конструкциях представляет собой втулку со шлицами, испытывающую нагрузку с обеих сторон, и смазываемую центрально или индивидуально для каждой поверхности шлицев.

Подача смазочного масла осуществляется за счёт соединения турбокомпрессора с системой смазки двигателя. Масло выпускается из турбокомпрессора прямо в масляный поддон картера двигателя. В настоящее время подшипниковые узлы такого типа обеспечивают скорость вращения более  $300\,000\text{ мин}^{-1}$ .

Ожидается, что применение роликовых подшипников даст дополнительные преимущества в отношении скорости повышения давления и более высоких давлений наддува в диапазоне частичных нагрузок. До настоящего времени роликовые подшипники использовались в качестве подшипников роторов турбокомпрессоров в основном на гоночных автомобилях. Для использования этих роторов на стандартных автомобилях необходимо решить проблемы, касающиеся срока службы и долго сохраняемых акустических характеристик. С целью дальнейшего повышения эффективности или расширения возможностей выбора мест установки, а также полного исключения возможности перелива масла, в настоящее время ведутся интенсивные разработки в области создания альтернативных конструкций подшипниковых узлов, таких как узлы на воздушных или магнитных подшипниках.

Для уплотнения масляной камеры и сведения к минимуму проникновения наддувочного воздуха («прорыва») и отработавших газов внутрь нагнетателя на валу устанавливаются поршневые кольца, которые совместно с канавками в корпусе подшипника образуют простое лабиринтное уплотнение. В некоторых особых случаях уплотняющий эффект можно повысить за счёт установки дополнительного поршневого кольца на боковых сторонах компрессора и турбины, воздухонепроницаемого уплотнения или скользящих кольцевых уплотнений (до настоящего времени возможно только на холодной стороне компрессора). Современная технология уплотнений ограничивает возможности установки турбокомпрессоров, приводимых в действие отработавшими газами, относительно небольшим диапазоном наклона.

В этом отношении полезными были бы контактные уплотнения, однако до настоящего времени они не смогли быть реализованы с разумными затратами из-за высоких относительных скоростей вращения вала.

Для обеспечения эффективной работы подшипниковых узлов при умеренных наружных условиях в моторном отсеке, то есть при температуре отработавших газов до 820 °С, никаких дополнительных мер охлаждения не требуется. Поддержание температуры ниже критических значений осуществляется применением теплового экрана и теплоизоляцией корпуса подшипника. При более высоких температурах отработавших газов, например, на бензиновых двигателях, где они могут достигать до 1050 °С, или на некоторых дизельных двигателях применяется жидкостное охлаждение корпусов подшипников.

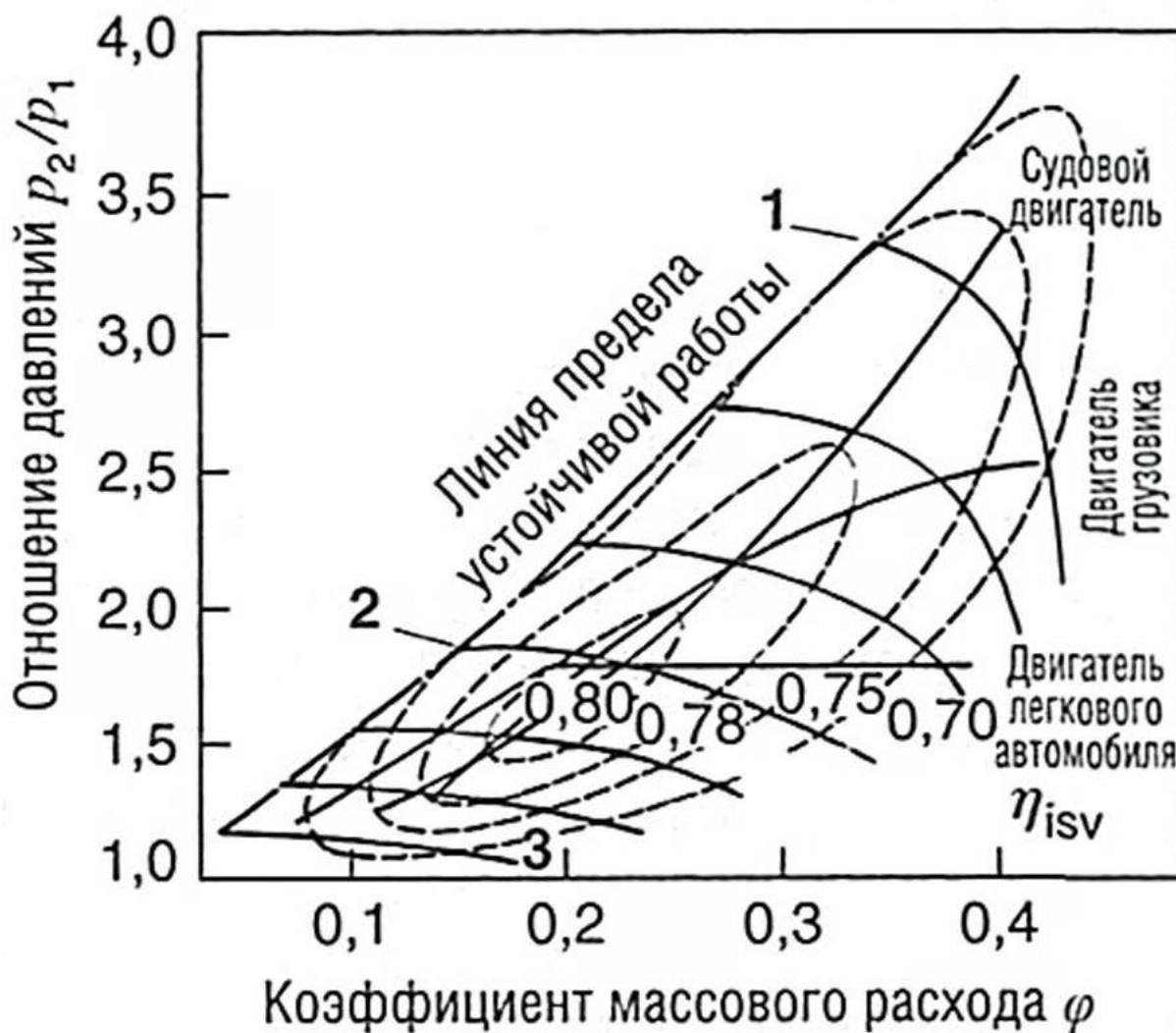
Компрессор турбонагнетателей легковых и коммерческих автомобилей состоит из осевого всасывающего рабочего колеса и радиального нагнетательного рабочего колеса (центробежной конструкции) и, в общем случае, литого корпуса из алюминиевого сплава без направляющих лопастей. В корпусе поток замедляется, при этом происходит некоторое повышение давления. Для эффективной работы компрессора решающее значение имеет минимальный зазор между рабочим колесом и корпусом.

Массовое производство рабочих колёс из алюминиевого сплава осуществляется с применением специального литейного процесса. В настоящее время все более широко применяются рабочие колеса из алюминиевого сплава, изготавливаемые путёмковки. В случае более строгих требований, в частности требований к сроку службы, на коммерческих автомобилях используются рабочие колеса из титанового сплава, что, однако является весьма дорогостоящим. В некоторых случаях, например, на двигателях, оборудованных системой рециркуляции отработавших газов низкого давления, когда в нагнетаемом компрессором воздухе содержатся отработавшие газы, на рабочее колесо наносится специальное покрытие.

Несмотря на то, что рабочее колесо компрессора вносит значительно меньший вклад в момент инерции ротора, чем колесо турбины, его величина

также имеет значение на холодной стороне компрессора. Из-за высоких требований к рабочим характеристикам и сроку службы попытки применения пластмассовых рабочих колёс до настоящего времени оказались безуспешными.

Характеристика компрессора описывается диаграммой, представленной на рисунке 3.2.



1 –  $u = 150$  м/с; 2 –  $u = 300$  м/с; 3 –  $u = 450$  м/с;  $u$  – окружная скорость;  $p_1$  – общее давление на входе компрессора;  $p_2$  – общее давление на выходе компрессора;  $\eta_{isv}$  – изоэнтропический к. п. д. компрессора

Рисунок 3.2 – График степени сжатия с типичными эксплуатационными кривыми двигателя, действительными для всех рабочих объёмов

В отличие от нагнетателя вытеснительного типа характеристика поточного компрессора включает диапазоны, в которых его стабильная работа оказывается физически невозможной. Посредством реализации соответствующих мер эффективный диапазон, а также характеристики скорости и к. п. д. компрессора могут быть адаптированы к требуемой кривой давления наддува. Эффективный диапазон компрессора определяется на «левой» стороне диаграммы (то есть максимальной достижимой степени повышения давления при данном расходе) границей помпажа, а на «правой» стороне (максимальная возможная производительность, ограниченная достижением скорости звука в самом узком поперечном сечении) – пределом дросселирования.

Граница помпажа определяется как граница перехода из диапазона стабильных рабочих состояний в диапазон нестабильных состояний. Нестабильное состояние означает, что в результате изменения потока (обычно на стороне всасывания) инициируется процесс периодического прерывания и восстановления массового расхода воздуха, то есть возникает эффект помпажа. Среди прочих факторов граница помпажа определяется также конструкцией впускной линии. Таким образом, граница помпажа является не характеристикой компрессора, а характеристикой системы в целом.

Предел дросселирования, идентифицируемый диапазоном резко спадающих кривых скорости на диаграмме, определяется, исходя из свободного впускного поперечного сечения рабочего колеса компрессора и, следовательно, его диаметра.

Ввиду пропорциональности частоты вращения коленчатого вала и объёмного расхода компрессора легко сделать вывод о том, что компрессоры для наддува бензиновых двигателей должны иметь значительно большую эффективную ширину диаграммы, чем компрессоры для больших дизельных двигателей. Представленная на рисунке 3.2 безразмерная диаграмма демонстрирует требования к объёмному расходу

воздуха для двигателей легковых и коммерческих автомобилей и больших двигателей высокой мощности.

Точная аэродинамическая адаптация компрессора к соответствующим требованиям может быть осуществлена посредством модификации геометрии компонентов, где рабочее колесо и корпус должны рассматриваться как единый компонент, а критерии прочности и частоты собственных колебаний должны быть учтены в конструкции рабочего колеса. Диффузор с направляющими лопатками мог бы действительно повысить эффективность в расчётной точке, однако при идентичной геометрии отклонение от расчётной точки вызвало бы снижение эффективности. Поэтому на легковых автомобилях, ввиду большого разброса массового расхода воздуха, для наддува используются только турбокомпрессоры без направляющих лопаток.

Встроенные в корпус рециркуляционные каналы («продувка» посредством возврата части потока на вход компрессора) или геометрически согласованная конфигурация впускного канала (предварительные объёмы) также используются для расширения и стабилизации рабочего диапазона.

На рабочий диапазон компрессора в пределах границы помпажа могут оказать положительное влияние различные дополнительные устройства, например, компоненты, генерирующие завихрения потока на впуске, или диффузоры с поворотными регулируемыми лопатками для устранения завихрений на выходе потока из рабочего колеса компрессора в зависимости от рабочей точки. Другими словами, благодаря этим устройствам компрессор может работать в таком рабочем режиме, в котором без этих устройств граница помпажа была бы превышена.

Компрессоры, предназначенные для турбонаддува бензиновых двигателей, снабжаются предохранительным клапаном, задачей которого является предотвращение помпажа при быстром снижении нагрузки (то есть при закрытии дроссельной заслонки). Предохранительный клапан

(ранее с пневматическим приводом, но в настоящее время в основном с электрическим управлением) открывает перепускной канал между впуском и выпуском компрессора таким образом, что в течение короткого времени компрессор работает как вентилятор. Сегодня посредством применения электрически управляемого регулятора давления наддува и иных мер можно предотвратить помпаж и гарантировать надёжную работу компрессора без использования предохранительного клапана.

Турбина состоит из диффузора и рабочего колеса. Диффузор турбины встроен в спиральный корпус и, если на турбокомпрессоре для легкового автомобиля установлена турбина с неизменной геометрией, диффузор не имеет лопаток. Диффузоры с фиксированной геометрией и лопатками часто применяются в турбокомпрессорах для больших двигателей для лучшего распределения потока. В диффузоре поток ускоряется и распределяется по рабочему колесу турбины как можно более равномерно.

Турбина для стандартных применений представляет собой центростремительную турбину, то есть имеет радиальный впуск и аксиальный выпуск. Благодаря своему небольшому моменту инерции часто применяются полуаксиальные рабочие колеса. Они имеют диагональный впуск и аксиальный выпуск. В турбинах большой мощности применяются аксиальные колеса с аксиальным впуском и выпуском. Тип конструкции оказывает влияние на достижимый перепад давления, к. п. д. и иные характеристики компрессора. Вообще говоря, чем больше массовый расход, тем большие преимущества предлагает аксиальная машина. И напротив, чем меньше массовый расход воздуха, тем целесообразнее применение турбины с радиальным впуском.

Важную роль в процессе турбонаддува играет расположение трубопроводов отработавших газов. Традиционно проводится различие между импульсным наддувом и наддувом при постоянном давлении. В случае импульсного наддува эти трубопроводы прокладываются к корпусу турбины отдельно. Цилиндры, импульсы выпуска которых оказывают

минимальное влияние друг на друга и на процесс продувки каждого цилиндра, соединяются на стороне отработавших газов. Корпус турбины имеет такую конструкцию, что разделение каналов сохраняется, насколько возможно, до впуска к рабочему колесу турбины. Поперечное сечение канала равно поперечному сечению выпуска.

Импульсы давления отработавших газов передаются на турбину в форме волны давления таким образом, что энергия подводится к турбине в форме значительных пульсаций. Этот эффект может быть особенно эффективно использован при низких частотах вращения коленчатого вала, когда импульсы давления разделены вследствие больших интервалов времени между импульсами выпуска отработавших газов из цилиндров.

В случае турбонаддува при постоянном давлении отработавшие газы направляются к корпусу турбины из общего коллектора сравнительно большого объёма. Этот процесс в значительной степени сглаживает отдельные импульсы давления отработавших газов.

Турбонаддув при постоянном давлении позволяет более эффективно использовать энергию системы выпуска во времени. Импульсный турбонаддув даёт преимущества при частичной нагрузке двигателя и в отношении ускорения.

Конструкции корпуса турбины значительно различаются в зависимости от того, используется импульсный турбонаддув или турбонаддув при постоянном давлении. Импульсный турбонаддув в основном применяется на коммерческих автомобилях. Корпус турбины имеет двухпоточную конструкцию, в которой два потока соединяются только непосредственно перед впуском к рабочему колесу.

Турбонаддув при постоянном давлении применяется на высокооборотных двигателях, таких как дизельные двигатели для легковых автомобилей. Корпус турбины имеет однопоточную конструкцию («одинарная улитка») и частично объединён с выпускным коллектором. Это позволяет получить компактную и обтекаемую геометрию.

Для бензиновых двигателей применяется турбонаддув обоих типов. Системы выпуска отработавших газов конфигурируются соответствующим образом, а корпуса турбин имеют однопоточную или двухпоточную конструкцию. В турбокомпрессорах для бензиновых двигателей, приводимых в действие отработавшими газами, также применяются корпуса турбины, частично объединённые с выпускным коллектором.

Чтобы они могли выдерживать высокие температуры и нагрузки, рабочие колеса турбин изготавливаются из материалов с высоким содержанием никеля путём литья в выплавляемые формы и соединяются со стальными валами ротора при помощи фрикционной или электронно-лучевой сварки.

Корпуса турбин, в зависимости от рабочей температуры, изготавливаются из высоколегированного чугуна с шаровидным графитом методом литья в открытую песчаную форму. Рабочие колеса, предназначенные для работы в условиях высоких температур (до 1050°C), изготавливаются из легированных сталей методом литья в выплавляемые формы. Для изготовления тонкостенных компонентов (в целях снижения веса, затрат и тепловой инерции) используются современные процессы литья под низким давлением. Для изготовления корпусов с двойными улитками, вследствие их сложной геометрии и высоких требований к точности, требуется применение стального литья.

### **3.3 Датчики в системе турбонаддува**

Для обеспечения функционирования блока управления в системе турбонаддува должны быть установлены датчики, контролирующие температуру и давление воздуха до и после турбокомпрессора и положение устройства, регулирующего степень повышения давления. Система управления бензинового двигателя с турбокомпрессором представлена на рисунке 3.3.

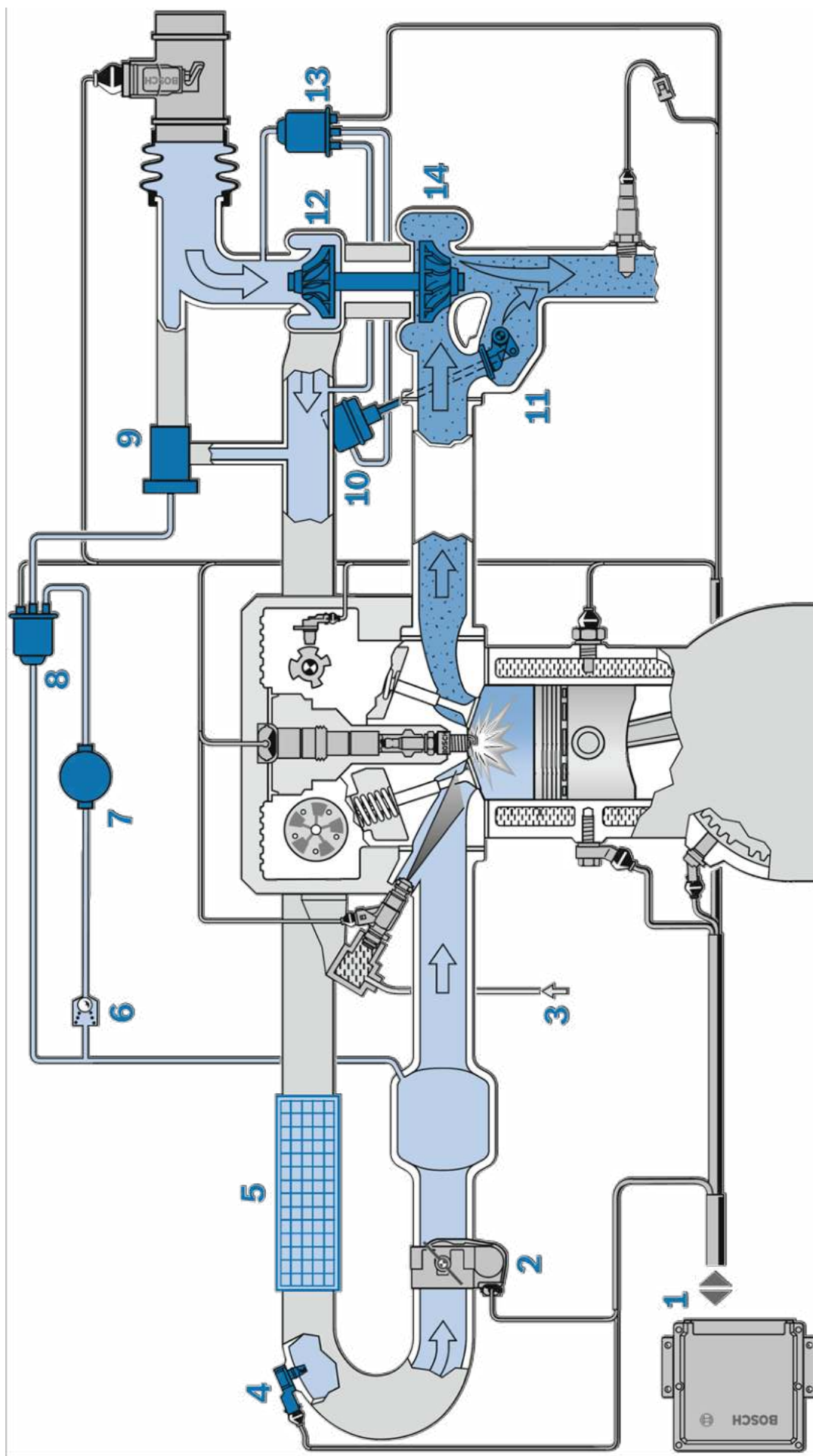


Рисунок 3.3 – Система управления бензинового двигателя с турбокомпрессором

На рисунке 3.3 цифрами обозначены: 1 – электронный блок управления двигателем; 2 – электронная дроссельная заслонка; 3 – подача топлива; 4 – датчик давления наддува, объединённый с датчиком температуры наддувочного воздуха; 5 – охладитель наддувочного воздуха (интеркулер); 6 – обратный клапан; 7 – вакуумный ресивер; 8 – электропневматический клапан; 9 – перепускной клапан; 10 – клапан регулировки давления; 11 – байпасный клапан (вейстгейт); 12 – компрессорное колесо; 13 – электропневматический клапан; 14 – турбинное колесо.

Определение нагрузки по давлению осуществляется блоком управления двигателя на основании анализа сигналов датчика давления во впускном коллекторе (за дроссельной заслонкой) и датчика давления наддува (перед дроссельной заслонкой). Оба датчика измеряют давление и температуру воздуха. Передача сигналов в блок управления осуществляется по протоколу SENT (рисунок 3.4).

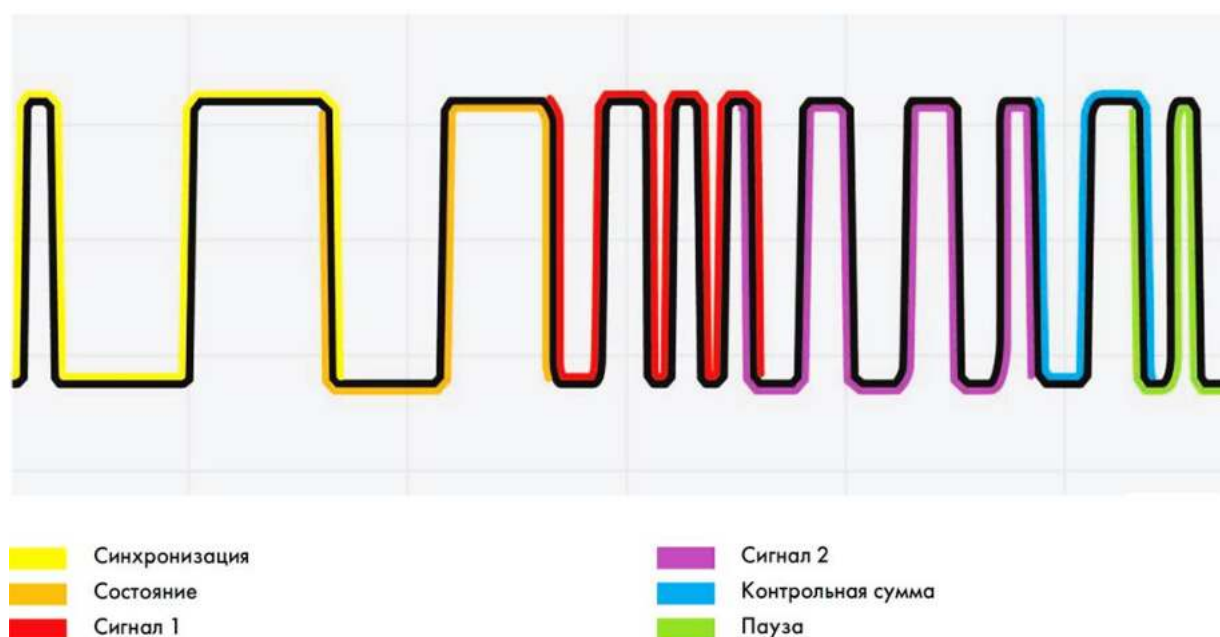


Рисунок 3.4 – Структура протокола SENT

SENT (Single Edge Nibble Transmission) – специальный цифровой протокол для передачи данных от датчиков к блокам управления, разработанный в связи с постоянно растущим применением различных

датчиков в системах автомобиля. Может работать по неэкранированному трёхпроводному соединению, по которому датчики получают также напряжение питания. SENT обеспечивает высокую помехоустойчивость передачи данных.

В структуре протокола SENT можно выделить следующие составные элементы:

- синхронизация – последовательность синхронизации несёт информацию о передатчике. Передаются данные датчика и, при наличии, ошибки;
- состояние – последовательность состояния сообщает блоку управления, что далее последует передача данных;
- сигнал 1. В последовательности «Сигнал 1» можно передавать информацию о температурах, давлениях или перемещениях;
- сигнал 2. В последовательности «Сигнал 2» можно передавать информацию о давлениях, перемещениях или расширенные диагностические данные;
- контрольная сумма. Последовательность контрольной суммы служит для верификации переданных данных. При несовпадении значения блок управления двигателя игнорирует полученные данные;
- пауза, служит для разделения отдельных сообщений.

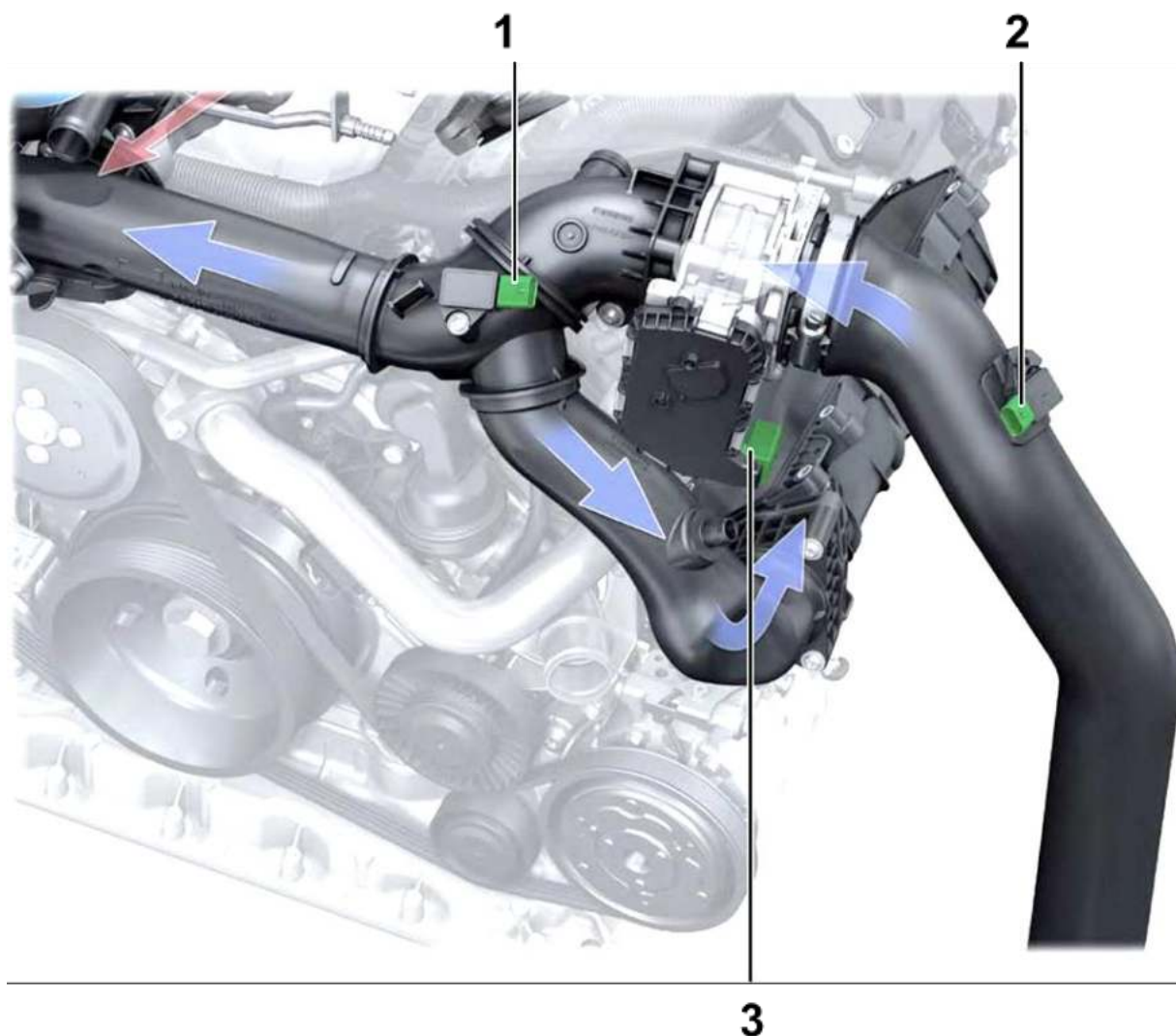
Датчик давления наддува выполняет две функции. Функция 1: измерение давления наддува как входного параметра при регулировании давления наддува.

На основании этих данных рассчитывается подача сигналов управления на электромагнитный клапан ограничения давления наддува, так чтобы давление наддува находилось на требуемом уровне.

Функция 2: сигналы давления и температуры перед дроссельной заслонкой служат входными параметрами для определения массового расхода воздуха, проходящего через дроссельную заслонку.

Датчик давления во впускном коллекторе также выполняет две функции.

Функция 1: измерение давления и температуры воздуха за дроссельной заслонкой. Блок управления двигателя использует данные измеряемые величины для определения наполнения цилиндров. При этом рассчитывается масса фактически поступившего в камеры сгорания воздуха.



1 – датчик давления наддувочного воздуха; 2 – датчик давления воздуха на впуске; 3 – датчик положения дроссельной заслонки

Рисунок 3.5 – Расположение датчиков давления

На основании так называемого определения наполнения цилиндров рассчитывается требуемое количество впрыскиваемого топлива. При этом,

как правило, устанавливается стехиометрический состав рабочей смеси,  $\lambda = 1$ .

Функция 2: сигналы давления и температуры за дроссельной заслонкой служат входными параметрами для определения массового расхода воздуха, проходящего через дроссельную заслонку.

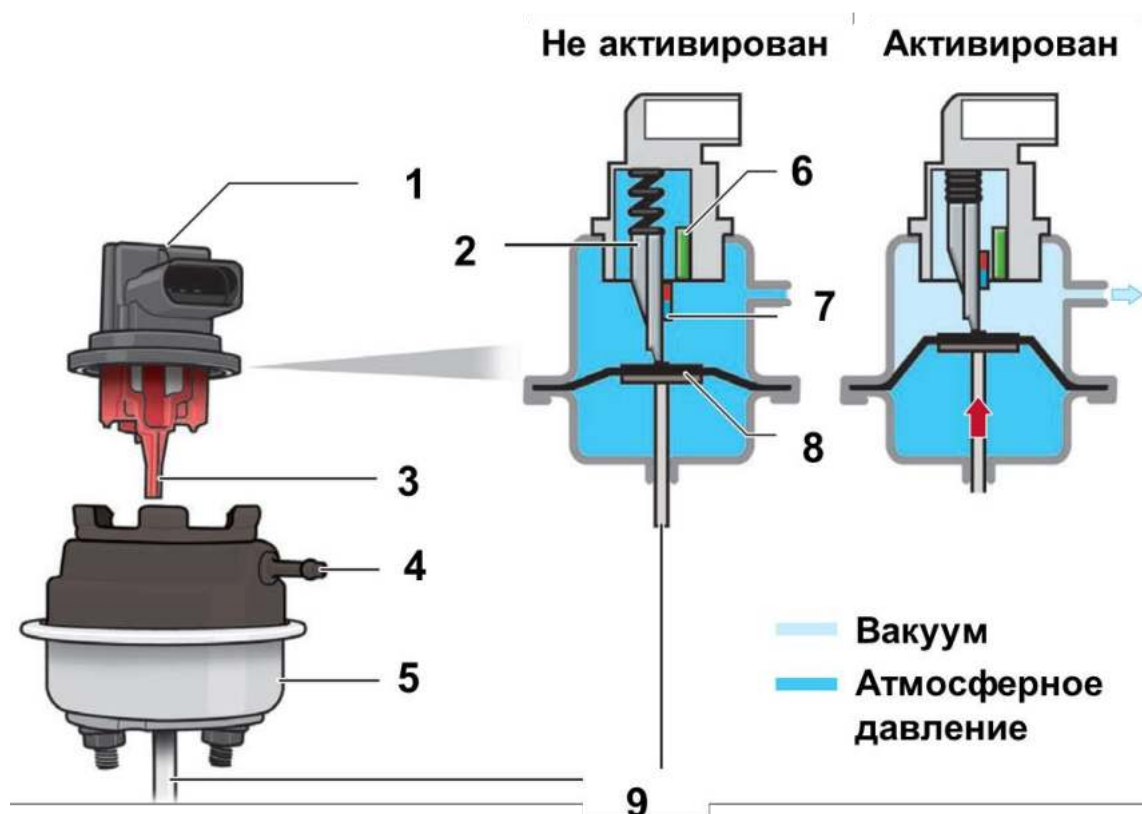
Данные о величинах температуры и давления перед дроссельной заслонкой и за ней используются в регулировании работы дроссельной заслонки. В результате дроссельная заслонка всегда устанавливается в такое положение, в котором в цилиндры поступает требуемое рассчитанное количество воздуха.

При малой нагрузке и частоте вращения двигателя в результате прикрытой дроссельной заслонки область давления находится в диапазоне 0,3–1,0 бар. Поскольку турбонагнетатель, преобразуя энергию отработавших газов, всегда создаёт какое-то давление наддува (базовое давление наддува), перед дроссельной заслонкой и за ней устанавливаются различные значения давления. В этом случае сигналы датчика особенно важны для правильного определения наполнения цилиндров.

В диапазоне более высоких нагрузок, когда дроссельная заслонка открыта в большей степени и турбонагнетатель создаёт давление наддува (макс. 2,3 бар), для определения нагрузки в целях регулирования давления наддува используются главным образом сигналы датчика.

Датчик положения регулятора давления наддува регистрирует перемещение тяги привода бесконтактно и способствует точности регулирования.

Датчик положения регулятора давления наддува встроен в вакуумный привод турбонагнетателя (см. рисунок 3.6). Измерительный стержень отслеживает перемещения диафрагмы вакуумного привода при повороте направляющих лопаток. Положение стержня и диафрагмы, таким образом, прямо связано с углом поворота направляющих лопаток.



1 – корпус датчика; 2 – сдвижная кулиса; 3 – измерительный стержень; 4 – штуцер вакуумной магистрали; 5 – вакуумный привод с диафрагмой; 6 – датчик Холла; 7 – постоянный магнит; 8 – диафрагма; 9 – тяга привода

Рисунок 3.6 – Датчик положения регулятора давления наддува

### 3.4 Охлаждение наддувочного воздуха

В двигателях, оборудованных турбонаддувом, всасываемый воздух сжимается с увеличением плотности. Вместе с тем, термодинамический эффект от сжатия воздуха приводит к увеличению температуры до 200°C. Этому способствует и сам турбокомпрессор, нагреваемый отработавшими газами. При нагреве плотность воздуха снижается и соответственно снижается давление наддува. В бензиновых двигателях, кроме этого, горячий воздух увеличивает вероятность наступления детонации, а в отработавших газах в большом количестве образуются оксиды азота.

Для охлаждения, поступающего от турбокомпрессора воздуха, применяется интеркулер (intercooler, дословно – промежуточный охладитель, другое название – охладитель наддувочного воздуха). Интеркулер обеспечивает охлаждение воздуха до 50-60°C, чем достигается лучшее наполнение цилиндров и соответственно увеличивается мощность двигателя.

Как показывает практика, снижение температуры наддувочного воздуха на 10°C даёт около 3% прироста мощности. При этом горение топливно-воздушной смеси становится более эффективным, повышается топливная экономичность и снижение вредных выбросов. В целом эффект от использования интеркулера составляет порядка 20% повышения мощности двигателя.

По принципу охлаждения наддувочного воздуха различают два типа охладителей: воздушного охлаждения и водяного охлаждения. Благодаря своей простоте наибольшее распространение получили промежуточные охладители воздушного типа (рисунок 3.7). Интеркулер между компрессором и впускным коллектором. Конструктивно охладитель представляет собой теплообменник, состоящий из системы труб и находящихся между ними пластин.

Интеркулер воздушного типа устанавливается в свободном месте в подкапотном пространстве:

- в центральной части за передним бампером (в бампере выполняется соответствующий вырез);
- над двигателем под капотом (в капоте выполняется воздухозаборник специальной формы);
- в боковой части передних крыльев слева и справа (в крыльях выполняются воздухозаборники специальной формы).

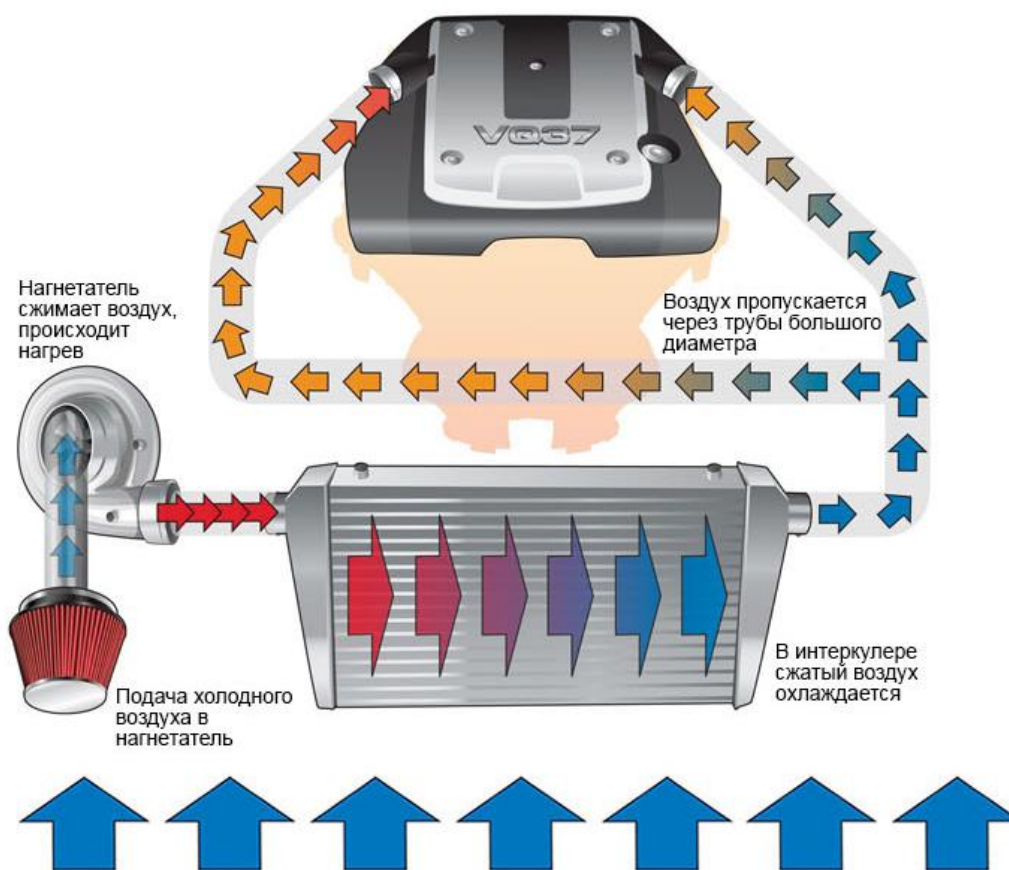


Рисунок 3.7 – Интеркулер с воздушным охлаждением

Создание интеркулера для нужд конкретного двигателя заключается в определении множества конструктивных параметров: фронтальная площадь теплообменника, внутреннее проходное сечение, внутренний объём, толщина теплообменника, направление потока в теплообменнике и ряд других.

Интеркулер водяного типа (рисунок 3.8) имеет ряд неоспоримых преимуществ, в сравнении с воздушным. Благодаря своей компактности водяной охладитель может быть установлен в любом свободном месте в подкапотном пространстве. Вода (охлаждающая жидкость) отводит тепло более интенсивно, поэтому эффективность водяного интеркулера значительно выше. Правда, при нагреве жидкости нужно больше времени для остывания.

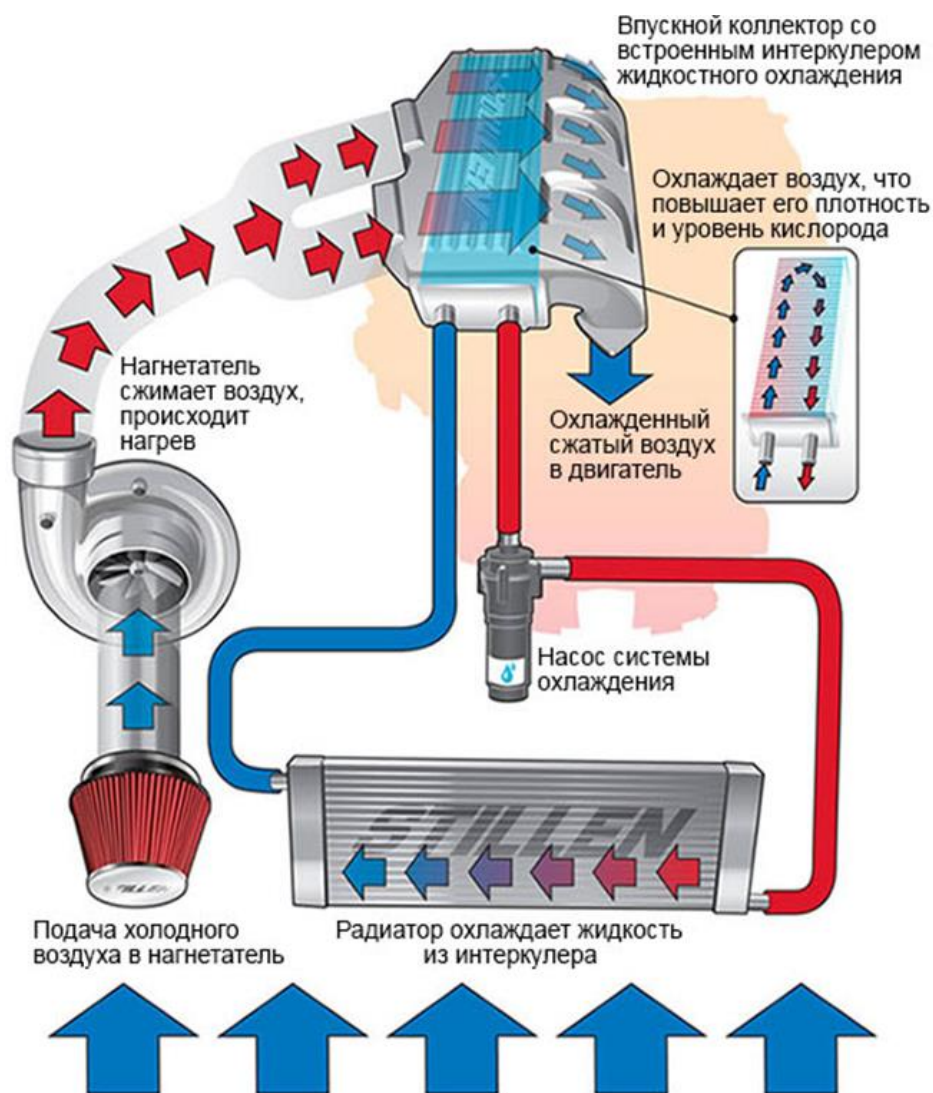


Рисунок 3.8 – Интеркулер с жидкостным охлаждением

За все преимущества приходится расплачиваться достаточно сложной конструкцией интеркулера, которая помимо водяного теплообменника включает воздушный радиатор, водяной насос, систему патрубков, электронный блок управления. Вместе с системой охлаждения двигателя они образуют двухконтурную систему охлаждения.

По причине сложности конструкции система охлаждения наддувочного воздуха водяного типа применяется достаточно редко, в случаях, когда воздушный охладитель применить невозможно. Например, водяной охладитель наддувочного воздуха применяется на некоторых двигателях TSI.

### **3.5 Регулирование давления наддува**

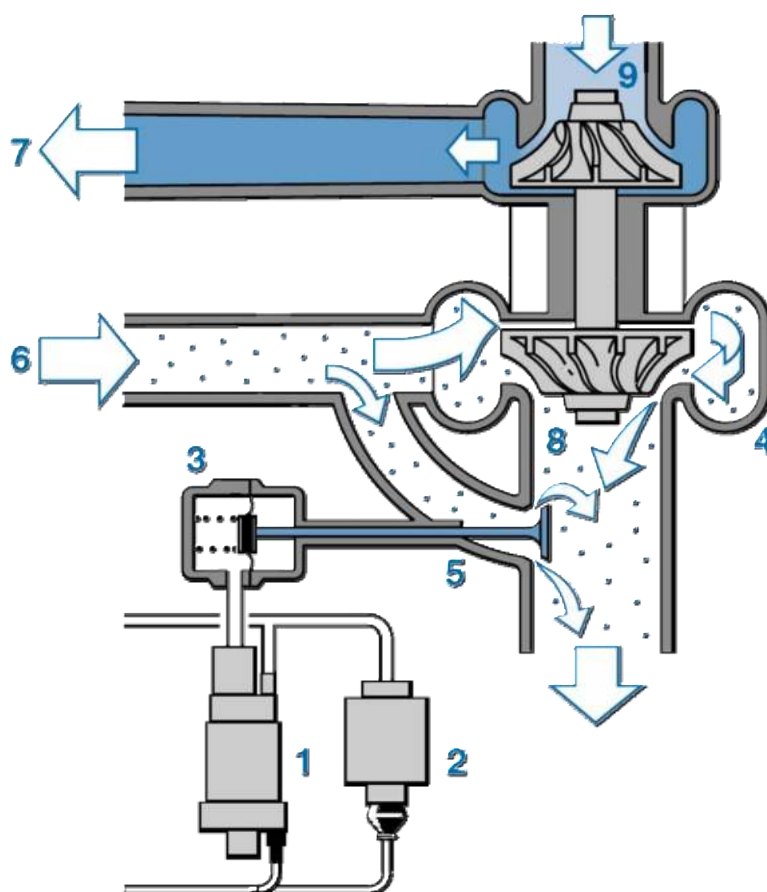
Ввиду широких диапазонов частоты вращения коленчатого вала двигателей легковых автомобилей, регулирование давления наддува становится необходимым для обеспечения расчётного крутящего момента. В настоящее время стандартным методом стало регулирование производительности турбины на стороне отработавших газов.

#### **3.5.1 Регулирование давления отработавших газов**

Простым и широко используемым методом является байпасное регулирование, принцип которого заключается в том, что часть потока отработавших газов, через перепускную заслонку под названием «вейстгейт» (в переводе – клапан для излишков), направляется в обход турбины (см. рисунки 3.9 и 3.10).

Перепускная заслонка приводится в действие пневматическим или электрическим исполнительным механизмом. Пневматический исполнительный механизм может срабатывать от превышения давления (то есть на него подаётся собственно давление наддува) или быть выполненным в виде вакуумного устройства (разрежение подаётся из системы автомобиля). Однако, если для управления заслонкой используется собственно давление наддува, перепускную заслонку невозможно приводить в действие независимо от рабочего состояния двигателя.

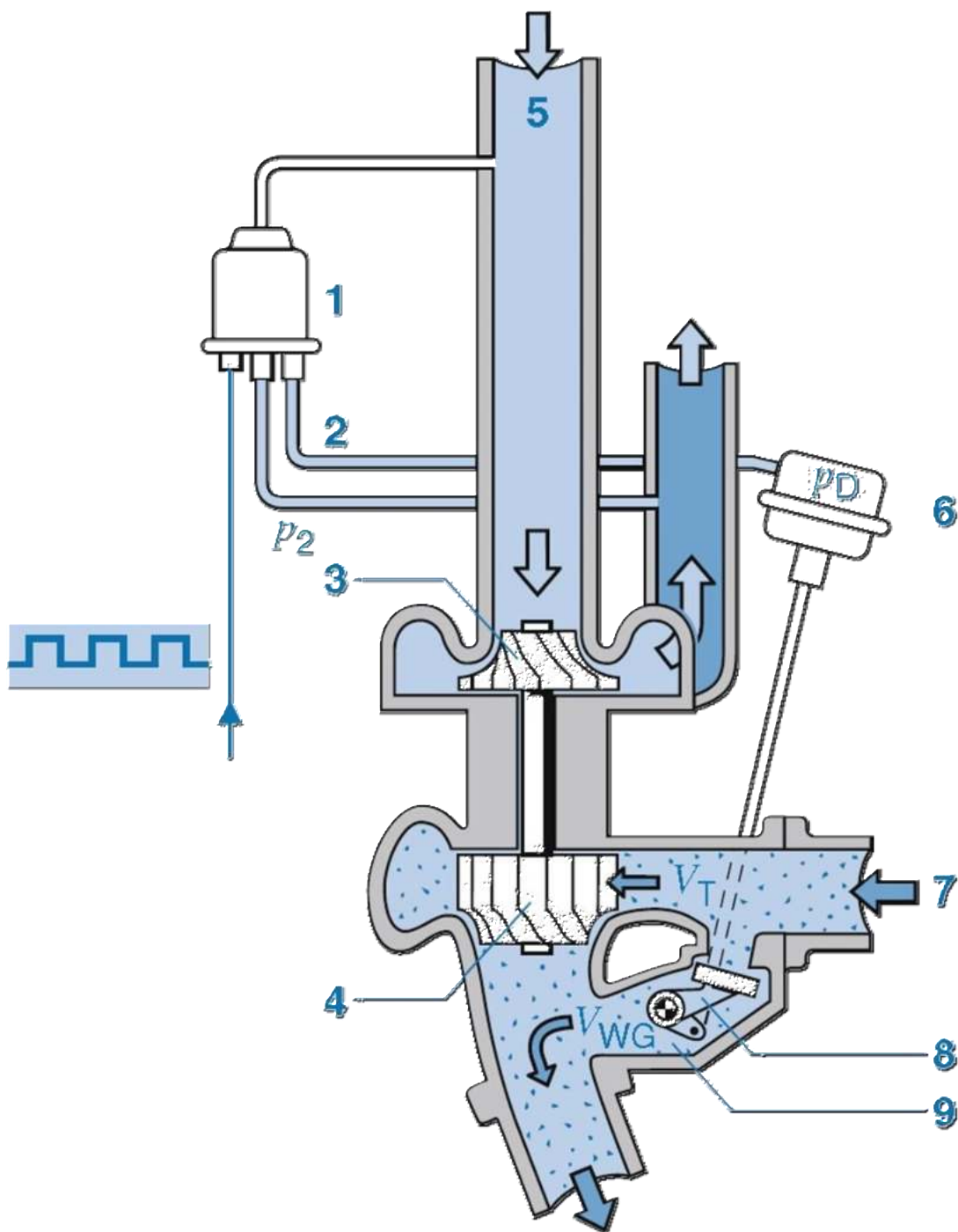
В большинстве случаев регулирование осуществляется при помощи клапанов, работающих в импульсном режиме. Из-за высокой температурной нагрузки исполнительные устройства обычно устанавливаются на стороне компрессора и соединяются с рычагом заслонки управляющей тягой.



1 – электропневматический преобразователь давления наддува; 2 – вакуумный насос; 3 – исполнительный механизм перепускного клапана; 4 – турбокомпрессор; 5 – перепускной клапан (вейстгейт); 6 – отработавшие газы; 7 – сжатый воздух; 8 – турбинное колесо; 9 – компрессорное колесо

Рисунок 3.9 – Пневматическое управление клапаном вейстгейт

В последних разработках прослеживается чёткая тенденция к применению электрических регуляторов давления наддува, которые отличаются более высоким быстродействием и точностью, а также к управлению перепускной заслонкой независимо от рабочего состояния двигателя. Это облегчает соблюдение все более строгих требований к ограничению токсичности отработавших газов и расходу топлива. Кроме того, электрические исполнительные устройства позволяют создавать прижимающие усилия, тем самым, обеспечивая герметичность перепускной заслонки при любых рабочих состояниях двигателя, что в свою очередь способствует быстрому повышению давления наддува.



1 – импульсный клапан; 2 – пневматическая управляющая магистраль; 3 – компрессорное колесо; 4 – турбинное колесо; 5 – атмосферный воздух; 6 – регулирующий клапан давления наддува; 7 – отработавшие газы; 8 – перепускной клапан (вейстгейт); 9 – байпасный канал;  $V_T$  – объёмный расход через турбину;  $V_{WG}$  – объёмный расход через клапан вейстгейт;  $p_2$  – давление наддува;  $p_D$  – давление на диафрагму клапана

Рисунок 3.10 – Электрическое управление клапаном вейстгейт

Электрический направляющий аппарат имеет следующие преимущества по сравнению с пневматическим электромагнитным клапаном ограничения давления наддува:

- меньшее время на перемещение и, тем самым, более быстрое снижение давления наддува;
- высокое усилие привода, благодаря чему перепускной клапан даже в случае больших потоков отработавших газов остаётся надёжно закрытым для достижения заданного давления наддува;
- перепускной клапан может приводиться независимо от давления наддува. Благодаря этому перепускной клапан можно открыть в нижнем диапазоне нагрузки/оборотов двигателя. Базовое давление наддува уменьшается, и двигателю приходится выполнять меньшую работу для обеспечения газообмена.

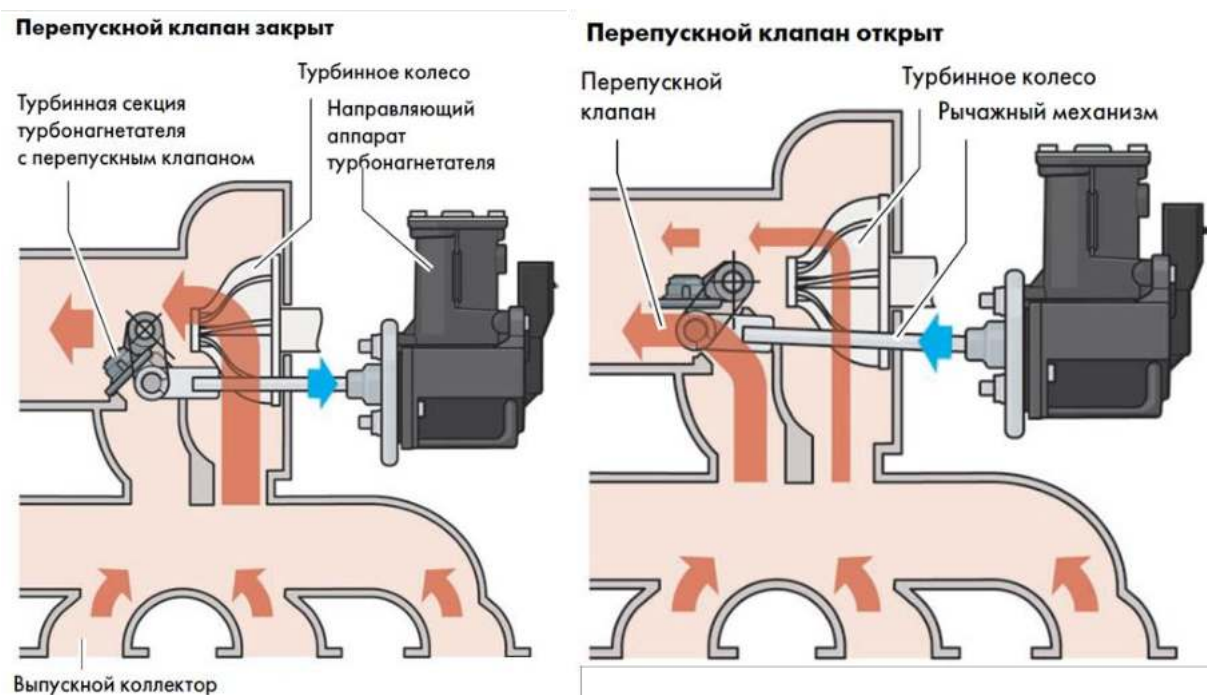


Рисунок 3.11 – Принцип работы электропривода перепускного клапана

В зависимости от требуемого крутящего момента блок управления двигателем рассчитывает требуемое давление наддува для подачи в цилиндры необходимой массы воздуха.

Пока не будет достигнуто заданное давление наддува, перепускной клапан остаётся закрытым. Таким образом весь поток отработавших газов направляется к турбинному колесу и приводит его в движение. Турбинное колесо общим валом соединено с насосным колесом на стороне впуска. Это насосное колесо сжимает всасываемый воздух до тех пор, пока не будет достигнуто заданное давление наддува.

По достижении заданного давления наддува положение перепускного клапана регулируется таким образом, чтобы фактическое давление наддува соответствовало заданному.

Например, если перепускной клапан открывается больше, часть отработавших газов проходит мимо турбинного колеса. Тем самым частота вращения турбинного и насосного колёс уменьшается. Забираемый воздух сжимается уже не так сильно, и давление наддува падает.

Необходимое регулирующее перемещение перепускного клапана с помощью рычажного механизма блок управления двигателя рассчитывает по значениям заданного и фактического давления наддува. Датчик давления наддува измеряет фактическое давление наддува.

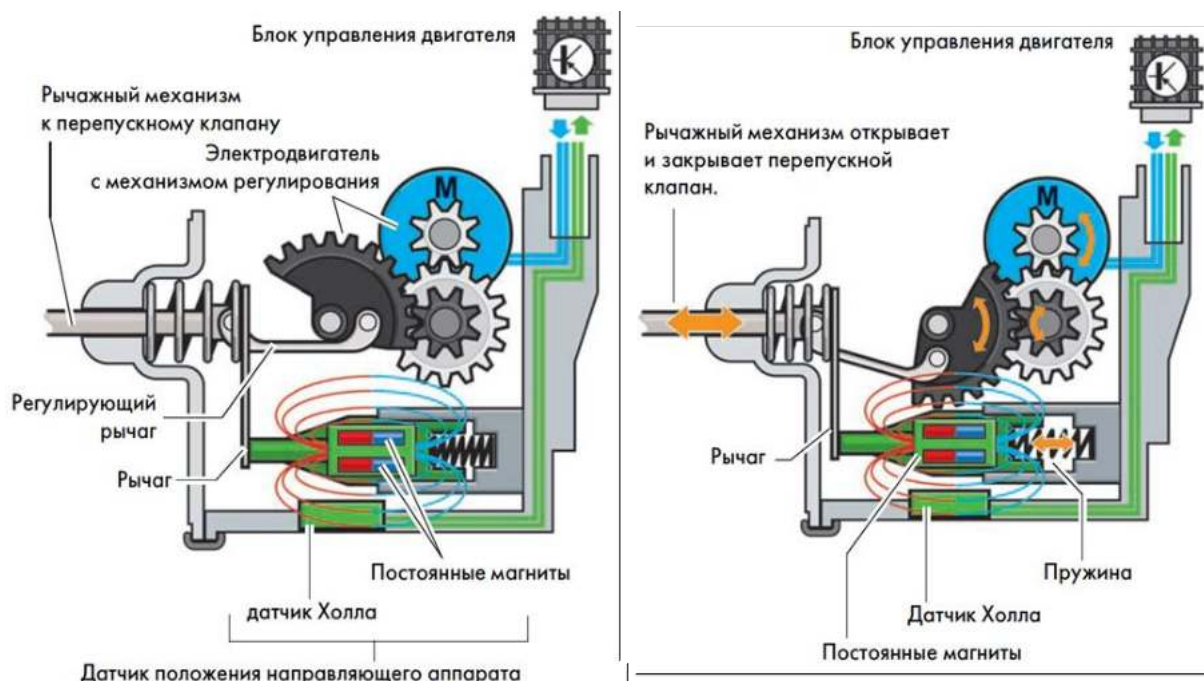


Рисунок 3.12 – Конструкция электропривода перепускного клапана

Для достижения требуемого давления наддува блок управления двигателя рассчитывает необходимое положение перепускного клапана и управляет электрическим направляющим аппаратом с помощью ШИМ-сигнала.

Для установки перепускного клапана в требуемое положение и, таким образом, обеспечения требуемого давления наддува в направляющий аппарат турбонагнетателя установлен датчик положения направляющего аппарата. Он представляет собой датчик Холла, который соединён с направляющим аппаратом рычагом.

Постоянные магниты прижимаются пружиной к рычагу, который перемещается вместе с рычажным механизмом. Вследствие этого оба магнита при каждой регулировке перепускного клапана скользят мимо датчика Холла.

По напряжённости магнитного поля электронная схема датчика, или блок управления двигателя, распознаёт положение направляющего аппарата турбонагнетателя и, таким образом, положение перепускного клапана.

Как правило, в двигателях есть ещё одна страховка от «передува» — при превышении критического порога давления блок управления двигателем ограничивает увеличение подачи топлива на безопасной отметке, и мотор перестаёт производить слишком много выхлопных газов.

### **3.5.2 Регулирование давления воздуха**

Когда дроссельная заслонка внезапно закрывается, например, во время переключения передач, во впускном тракте возникает избыточное давление (см. рисунок 3.13). Этот всплеск давления создаёт нагрузку на рабочее колесо, вал и подшипники турбонагнетателя. Он также может замедлять вращение компрессорного колеса (и, следовательно, турбину). Помимо чрезмерной нагрузки на компоненты турбонагнетателя, замедление

компрессора в конечном итоге приводит к турбозадержке. Когда дроссельная заслонка снова откроется, на увеличение давления будет затрачено дополнительное время.

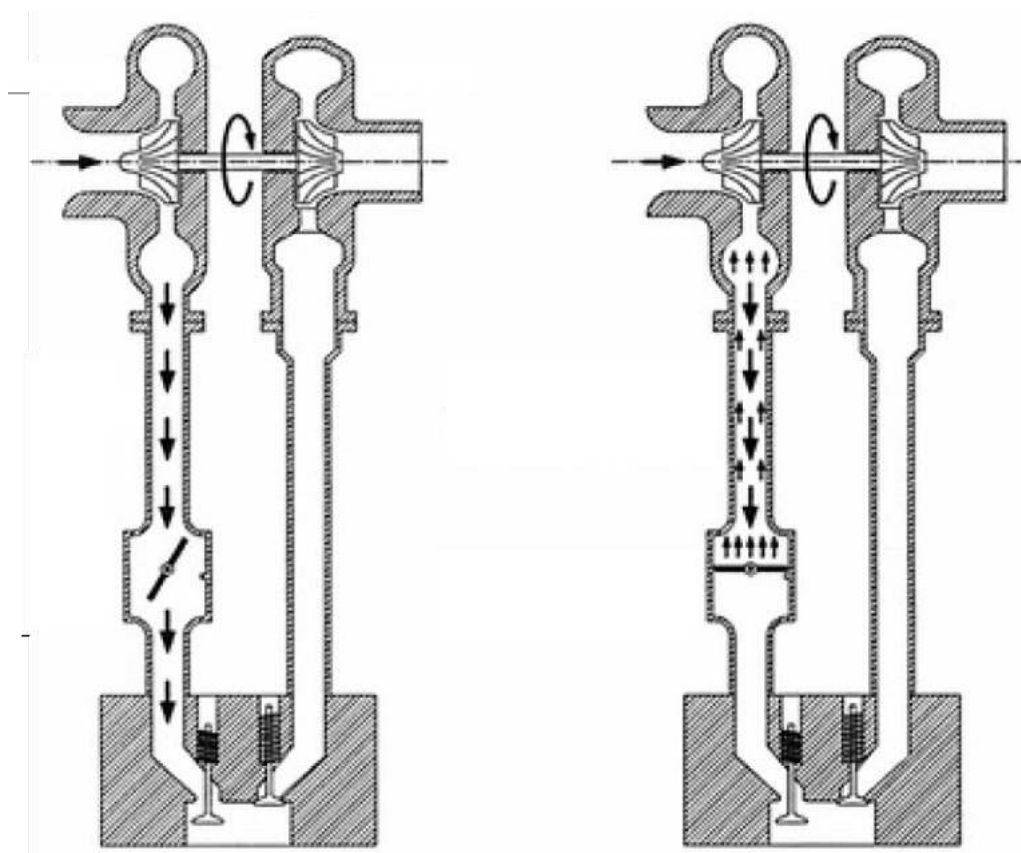


Рисунок 3.13 – Образование избыточного давления

Для стравливания излишнего воздуха в районе впускного патрубка или интеркулера в систему встраивается перепускной клапан, который отправляет сжатый воздух обратно на впуск перед турбокомпрессором (тогда клапан называется байпасным) или в атмосферу, блоу-офф клапан (англ. Blow off – предотвращающий удар).

Принцип работы байпасного клапана проиллюстрирован на рисунках 3.14 и 3.15. Когда дроссельная заслонка открыта клапан удерживается в закрытом состоянии за счёт усилия пружины, так как давление воздуха на обе стороны клапана уравновешено. Если дроссельная заслонка закрывается, то давление со стороны клапана, обращённой к двигателю, уменьшается, и под действием разности давлений клапан преодолевает

усилие пружины и открывается, направляя сжатый воздух обратно к компрессорному колесу.

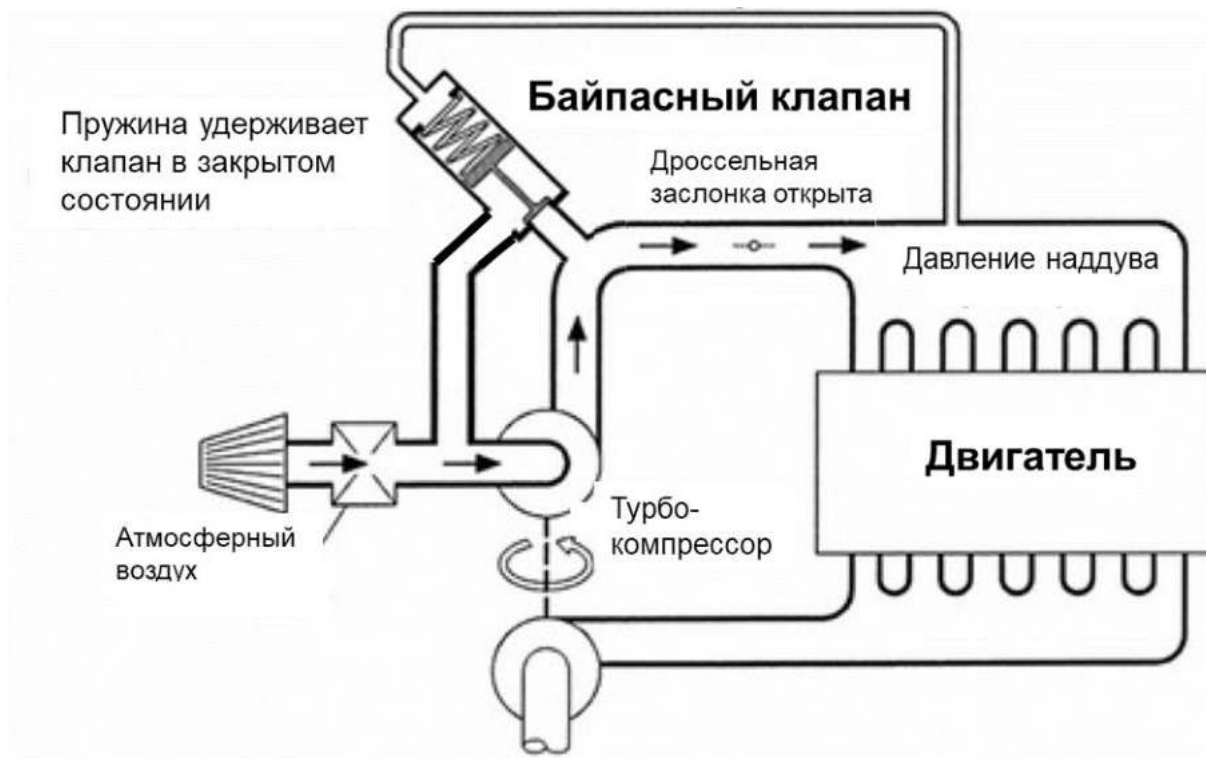


Рисунок 3.14 – Байпасный клапан открыт

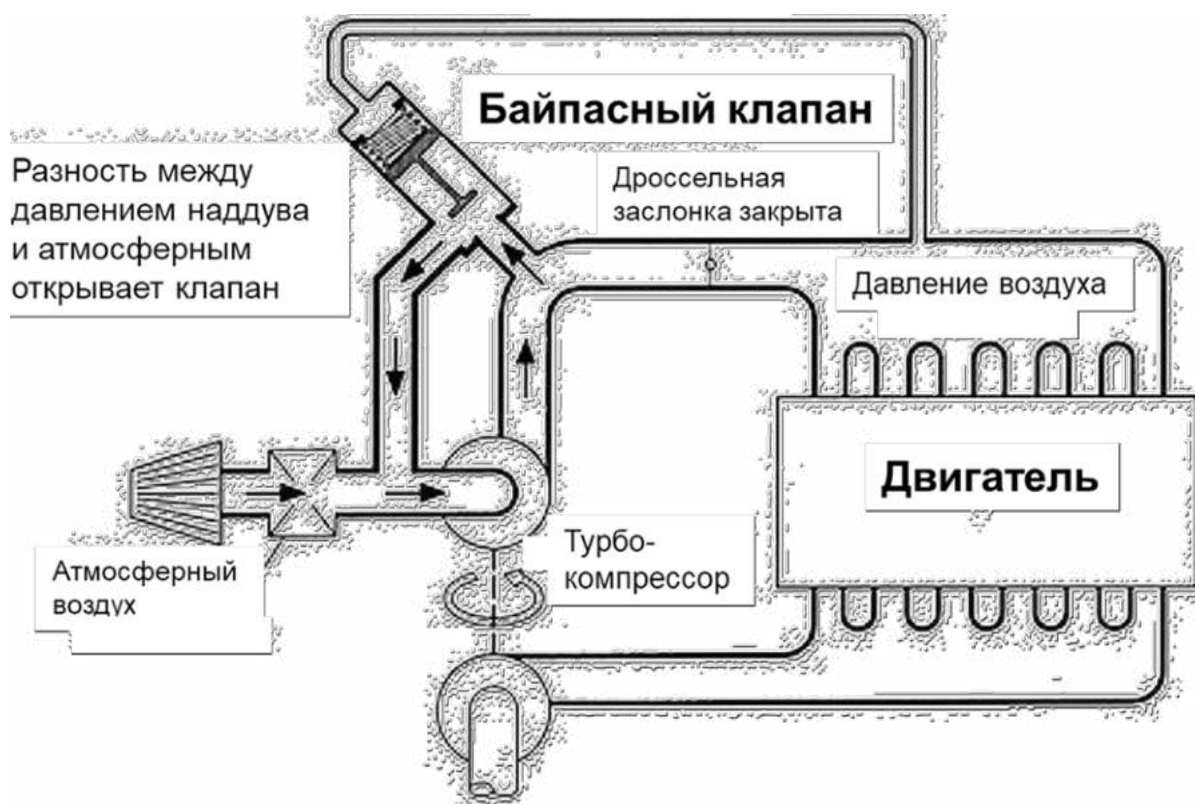


Рисунок 3.15 – Байпасный клапан закрыт

Байпасная система работает, как своеобразный амортизатор, смягчая удар по оси турбоагнетателя. Если блоу-офф ставят для того, чтобы избавить турбоагнетатель от стрессовых нагрузок, то байпас способен лишь слегка смягчить его, но не избежать. Несмотря на это производители автомобилей используют именно байпасную систему.

Во-первых, это обусловлено стремлением снизить излишние, и порой непонятные, для многих владельцев звуки в моторном отсеке. Во-вторых, подобная система дешевле в обслуживании. В-третьих, именно эта система не позволяет стравливать посчитанный расходомером воздух. Многие штатные байпасные системы помимо этого работают, как своеобразный ограничитель наддува. Так, например, на автомобилях Mitsubishi GTO в поршне байпасного клапана сделано отверстие, которое стравливает часть воздуха, даже когда в этом нет необходимости.

Отличительной особенностью клапана блоу-офф является то, что сжатый воздух выбрасывается в атмосферу (рисунки 3.16 и 3.17).

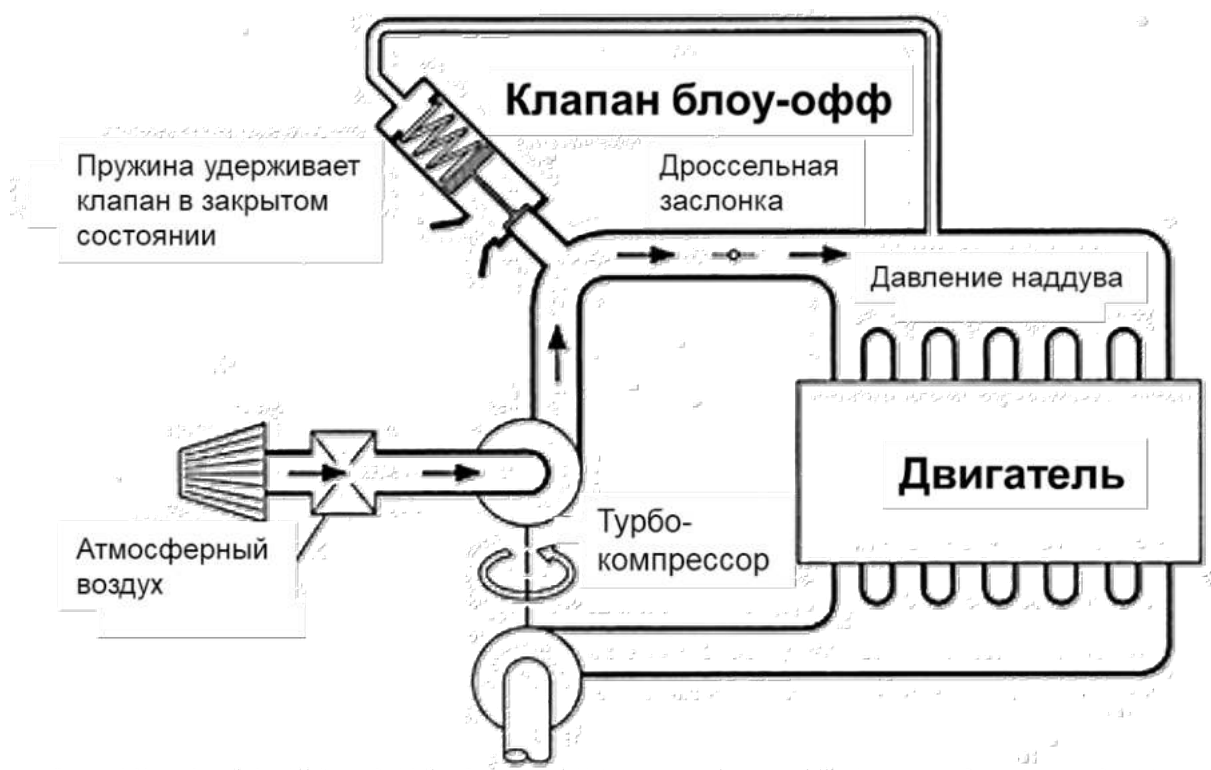


Рисунок 3.1 – Клапан блоу-офф открыт

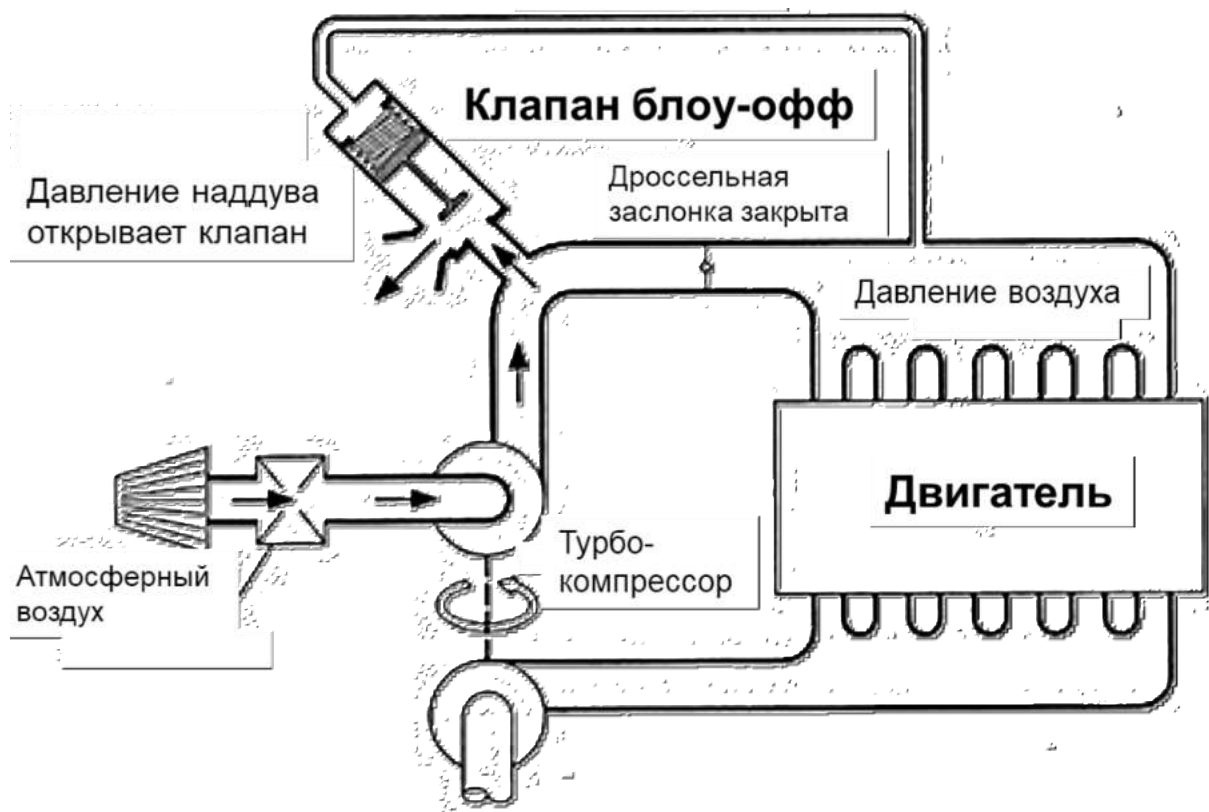


Рисунок 3.17 –Клапан блоу-офф закрыт

### 3.6 Способы снижения инерционности турбонаддува

На малых оборотах поток отработавших газов слишком мал, чтобы раскрутить вал турбокомпрессора для создания сколько-нибудь существенного давления и получения дополнительной мощности – такая ситуация называется «турбоямой».

С понятием «турбоямы» не нужно путать понятие «турболаг».

Если первое – это диапазон оборотов двигателя, где турбосистема не способна эффективно работать, то второе – время задержки системы в ответ на нажатие педали газа с целью получить генерируемую турбокомпрессором дополнительную мощность.

Природа задержки состоит в том, что дополнительный воздух необходимо всосать, сжать и прогнать по трубопроводу системы впуска до самой камеры сгорания. По конструктивным и компоновочным причинам весь впускной тракт иногда получается достаточно длинным, и на его

прохождение воздуха требуется то самое время, которым измеряется задержка под названием «турболаг».

Существует несколько способов решения проблемы повышения крутящего момента при низких оборотах двигателя, а также снижения инерционности:

- применение отдельных турбокомпрессоров;
- применение турбины с изменяемой геометрией;
- использование двух последовательных или параллельных турбокомпрессоров (twin-turbo или bi-turbo);
- комбинированный наддув.

### **3.6.1 Раздельный турбокомпрессор**

Раздельный турбокомпрессор **TwinScroll** (рисунок 3.18) имеет два входа для отработавших газов и два сопла, рассчитанных на каждую пару цилиндров.

Помимо высокой производительности конструкция турбокомпрессора с двойной улиткой разделяет выпускные каналы, предотвращая их перекрытие при выпуске отработавших газов.

Таким образом, за счёт того, что два потока выхлопных газов подаются на турбину по разным каналам, есть возможность сделать эти каналы разного сечения и формы. Также можно запустить поток выхлопных газов на крыльчатку турбины под разными углами.

В итоге, один из потоков идёт по каналу меньшего сечения, но с более высокой скоростью, что позволяет избежать турбоямы на низких оборотах. Второй поток имеет большее сечение и подаёт большее количество выхлопных газов на крыльчатку при средних и высоких оборотах двигателя.

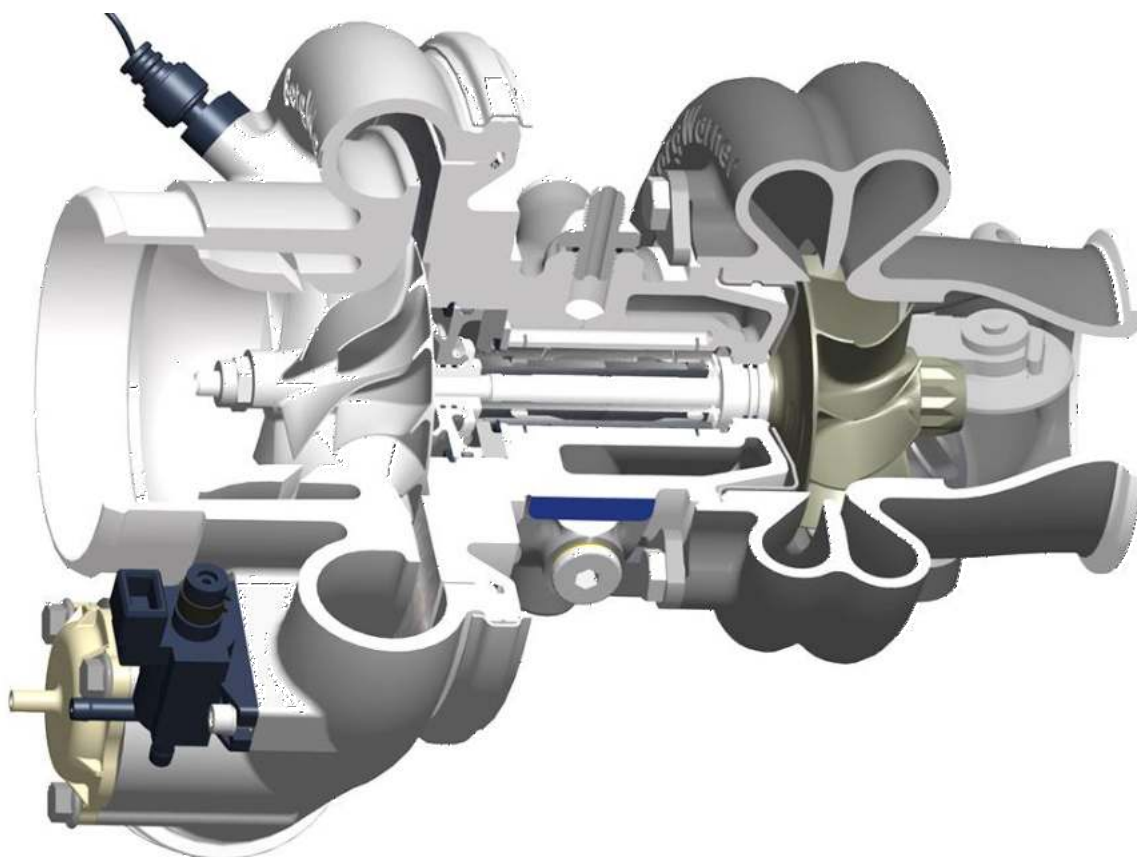
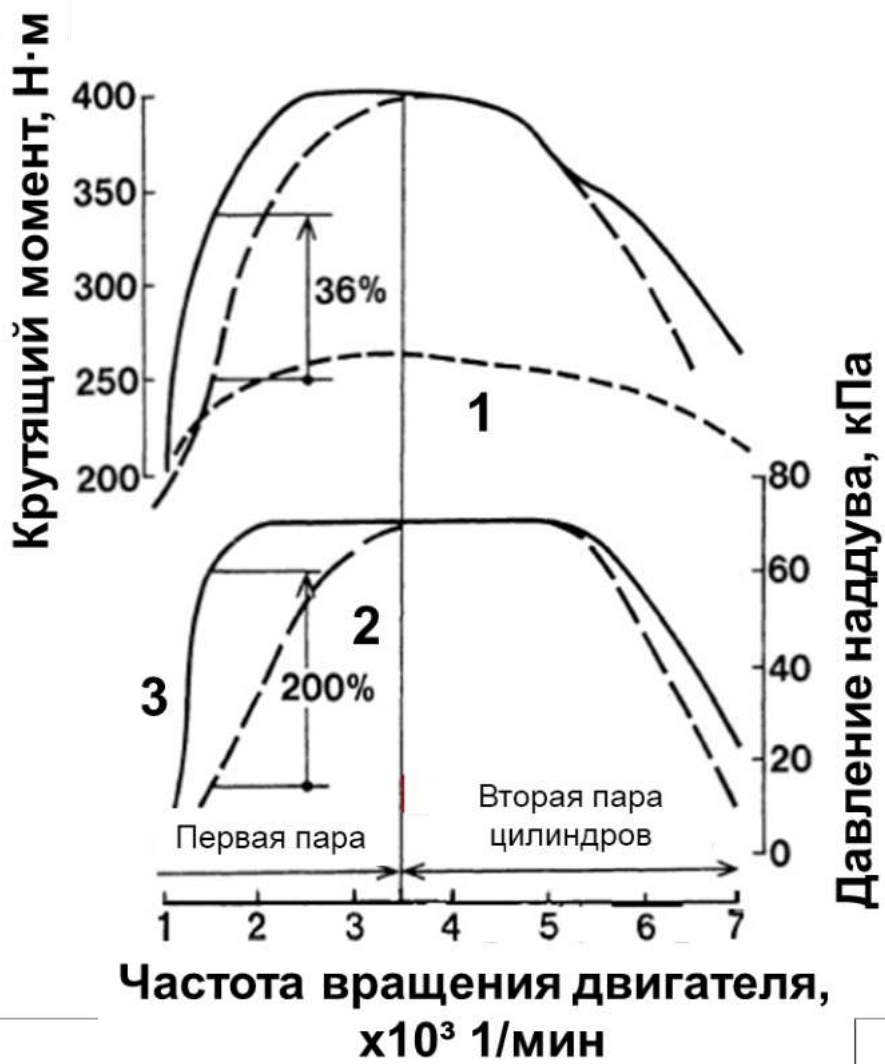


Рисунок 3.18 – Раздельный турбокомпрессор TwinScroll

Эта технология на бензиновых турбомоторах позволяет решать те же задачи, что и турбина с изменяемой геометрией на дизельных двигателях, а именно – минимизация эффекта турбоямы и увеличение диапазона, в котором доступен максимальный крутящий момент двигателя (расширение полки крутящего момента).

Характеристики двигателя, оснащённого раздельным турбокомпрессором приведены на рисунке 3.19.



1 – атмосферный двигатель (без наддува); 2 – двигатель с обычным турбокомпрессором; 3 – двигатель с отдельным турбокомпрессором

Рисунок 3.19 – Сравнительные характеристики двигателя с отдельным турбокомпрессором

Более крупный канал направляет струю выхлопных газов к внешнему краю лопаток турбины, повышая мощность двигателя



Канал меньшего размера направляет другую струю выхлопных газов к внутренней поверхности лопаток турбины, ускоряя отклик нагнетателя



Поток выхлопных газов от двух пар цилиндров попадает к турбине по отдельным каналам спиральной формы разного диаметра

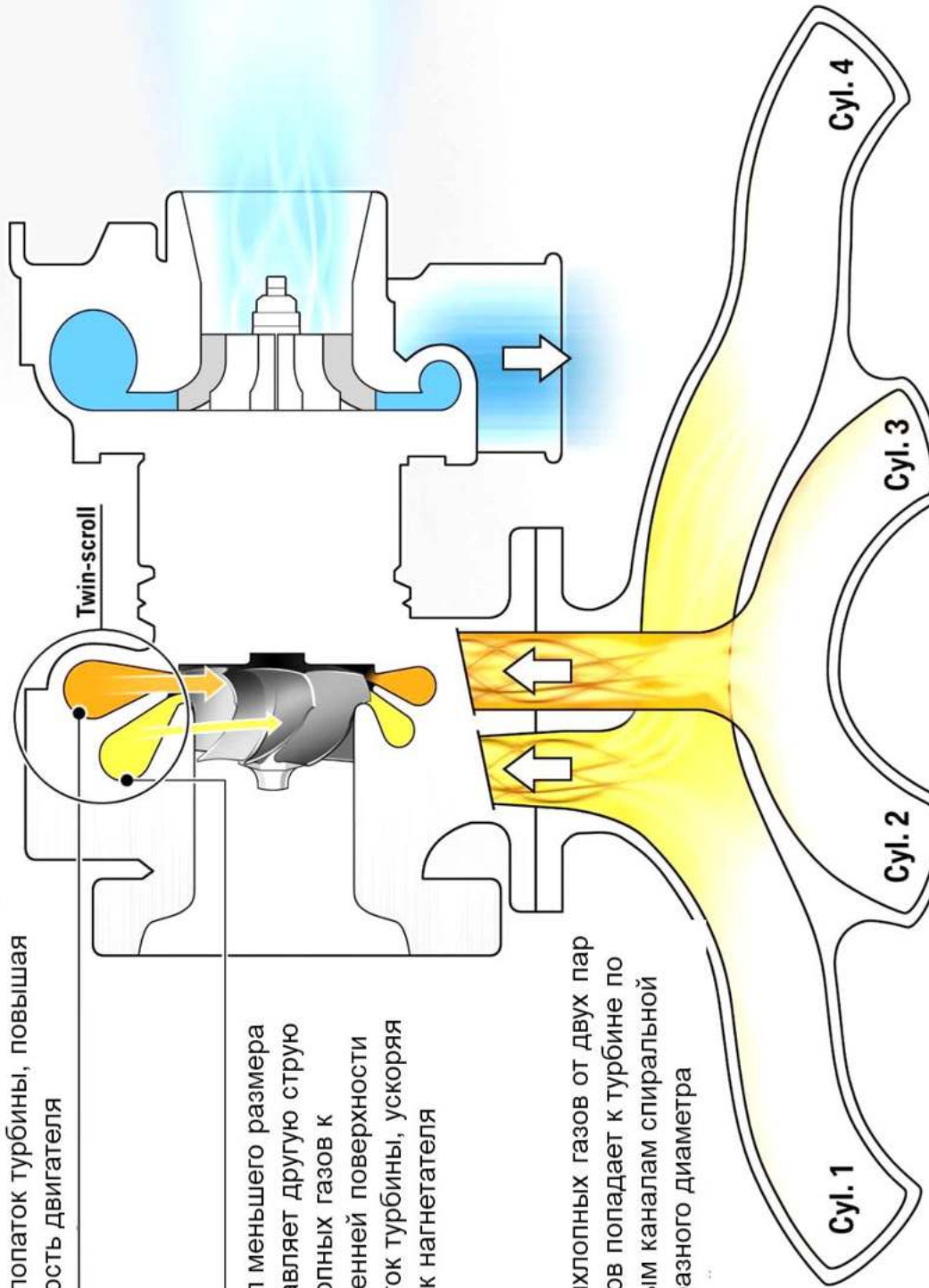


Рисунок 3.20 – Принцип работы турбокомпрессора TwinScroll

### 3.6.2 Турбокомпрессор с изменяемой геометрией

По сравнению с байпасным регулированием изменяемая геометрия турбины (Variable Geometry Turbine, VTG, рисунок 3.21) предлагает значительно более эффективные возможности адаптации турбокомпрессора в пределах всей рабочей характеристики. Здесь через турбину проходит весь поток отработавших газов, что даёт преимущества в отношении использования имеющейся в наличии энергии. Посредством изменения поперечного сечения потока (сечений турбины) осуществляется регулирование сопротивления турбины потоку и, соответственно, давления наддува.

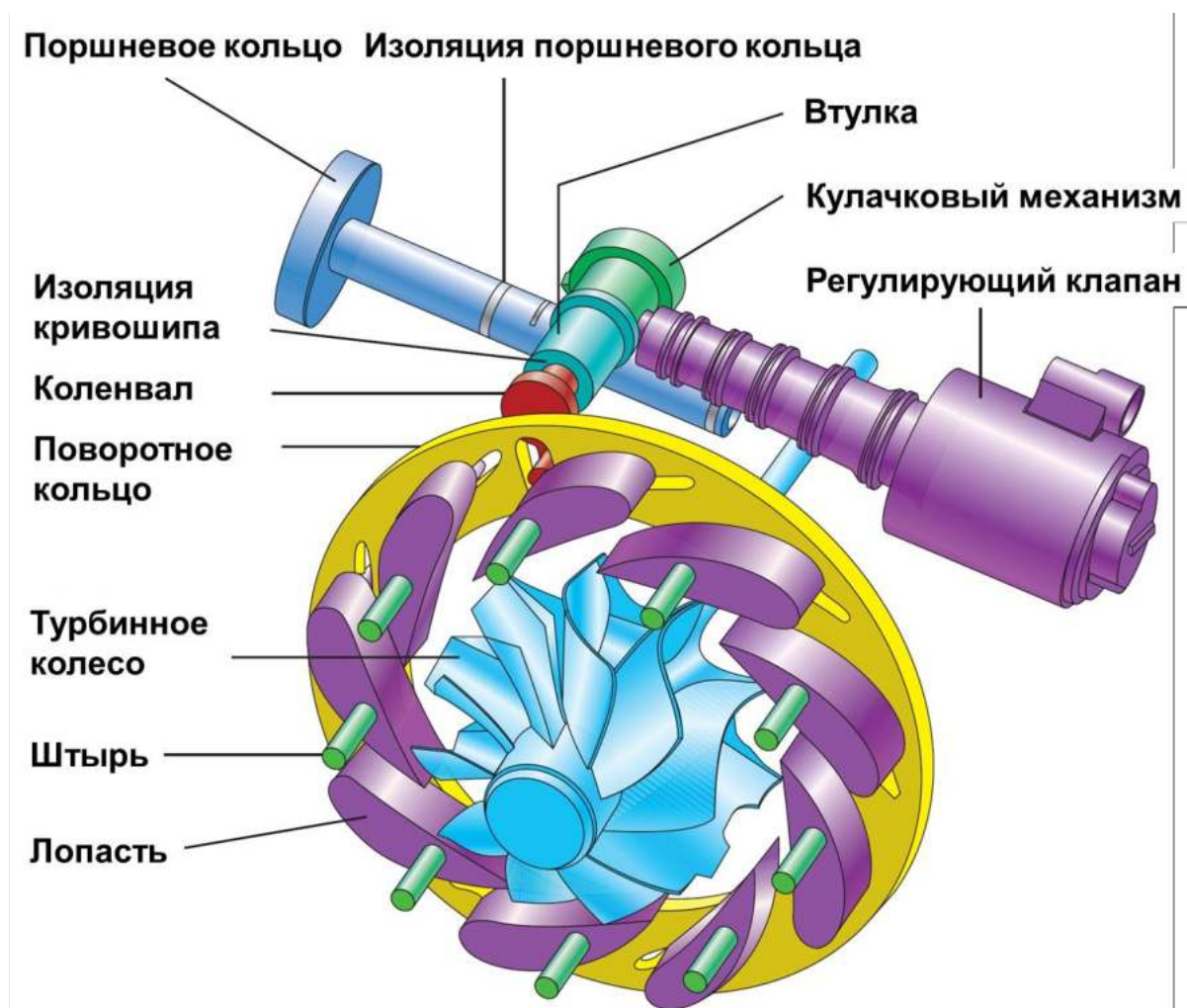


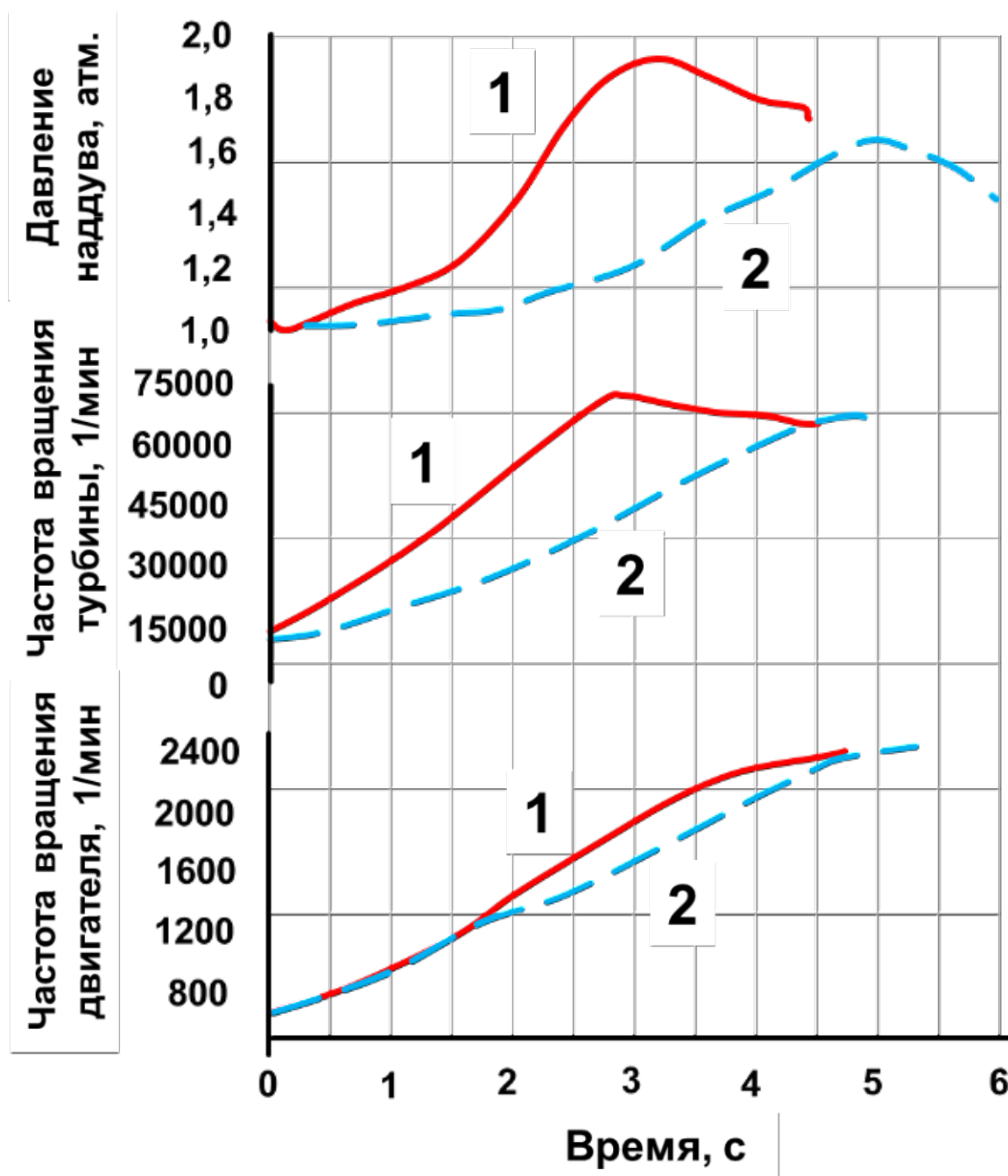
Рисунок 3.21 – Турбокомпрессор с изменяемой геометрией

Наибольшее признание получили конструкции с регулируемыми лопатками, так как они сочетают в себе широкий диапазон регулирования и высокий к. п. д. Угол наклона лопаток может легко регулироваться посредством их поворота. Лопатки могут поворачиваться на требуемый угол специальными кулачками или рычагами. Все лопатки вставлены в регулировочное кольцо, которое может поворачиваться при помощи рычага. В свою очередь рычаг приводится в действие пневматическим или электрическим исполнительным устройством. В случае использования пневматического исполнительного устройства, в настоящее время в состав системы обычно включается датчик положения, сигнал которого подаётся в систему управления двигателем.

В настоящее время применявшиеся ранее симметричные лопатки с прямой медианной линией заменили профилированные лопатки с криволинейной медианной линией и выраженными сторонами нагнетания и всасывания. Это помогает повысить эффективность, прежде всего в закрытом положении, то есть при разгоне и в диапазоне частичных нагрузок. Для обеспечения требуемых рабочих характеристик двигателя крайне важным фактором являются минимальные зазоры в области направляющих лопаток.

Турбокомпрессоры с изменяемой геометрией турбины являются в настоящее время стандартным решением для дизельных двигателей. Применение турбокомпрессоров с изменяемой геометрией турбины на бензиновых двигателях также представляет интерес. Вследствие высокой температуры отработавших газов бензинового двигателя создание надёжного и долговечного турбокомпрессора с регулируемыми лопатками связано с выполнением точного термомеханического согласования всех компонентов и применением материалов с очень высокими механическими и температурными свойствами.

Сравнительная характеристика двигателя, оборудованного турбокомпрессором с изменяемой геометрией представлена на рисунке 3.22.

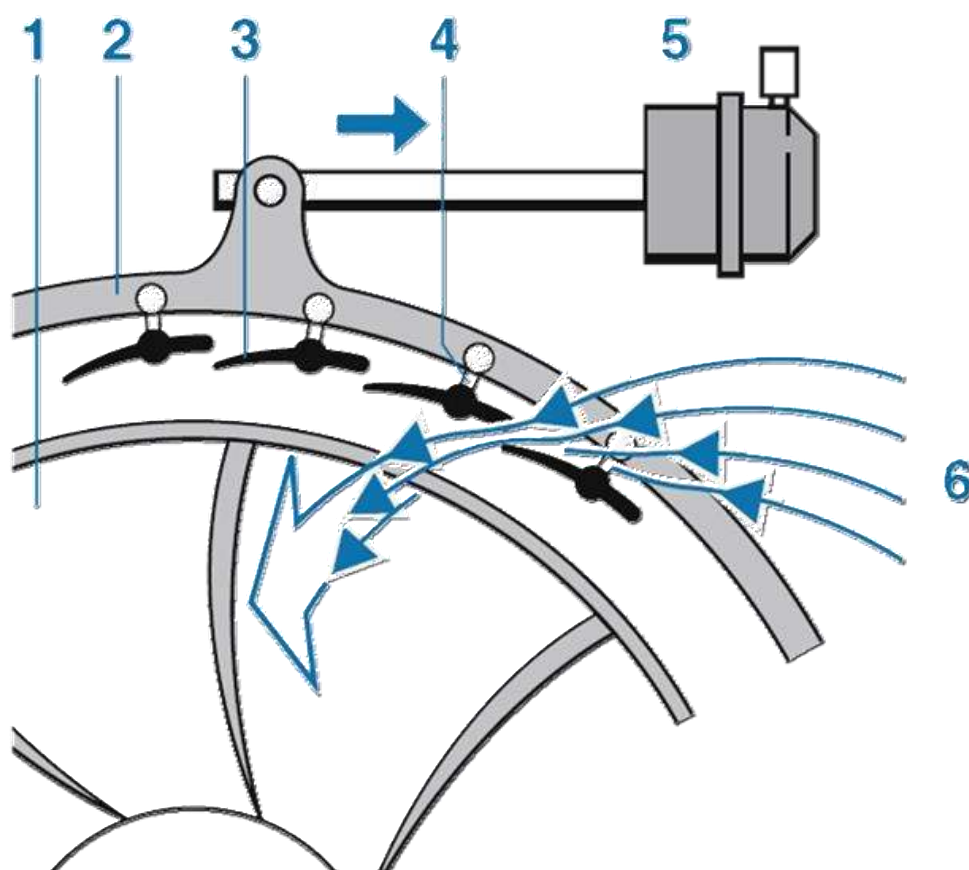


1 – Характеристики турбокомпрессора с изменяемой геометрией; 2 – Характеристики обычного турбокомпрессора

Рисунок 3.22 – Сравнительная характеристика двигателя, оборудованного турбокомпрессором с изменяемой геометрией

При работе двигателя на низких оборотах (см. рисунок 3.23) количество отработавших газов относительно невелико, энергия их потока мала и в обычном турбокомпрессоре не создается значительного эффекта турбонаддува, а в турбокомпрессоре VGT существует возможность пропуска отработавших газов через более узкое сечение проходного канала, за счет чего скорость и энергия их потока значительно возрастают.

В данной конструкции используется принцип трубки Вентури, суть которого в том, что при перетекании воздуха через суженное сечение скорость потока увеличивается, а давление понижается. При уменьшении диаметра проходного сечения пропорционально будет увеличиваться скорость потока. Следовательно, система VGT улучшает характеристики работы двигателя на низких оборотах.



1 – турбина; 2 – регулировочное кольцо; 3 – регулируемая лопатка; 4 – рычаг; 5 – пневматический привод; 6 – потоков выхлопных газов

Рисунок 3.23– Принцип работы турбокомпрессора с изменяемой геометрией на низкой частоте вращения двигателя

При высоких оборотах двигателя (см. рисунок 3.24) энергия потока отработавших газов достаточно высока и способна создавать требуемое усилие для вращения турбины. В этом случае сечение проходного канала увеличивается и к турбине устремляется весь поток отработавших газов, при этом уменьшается насосное сопротивление выпускного тракта.

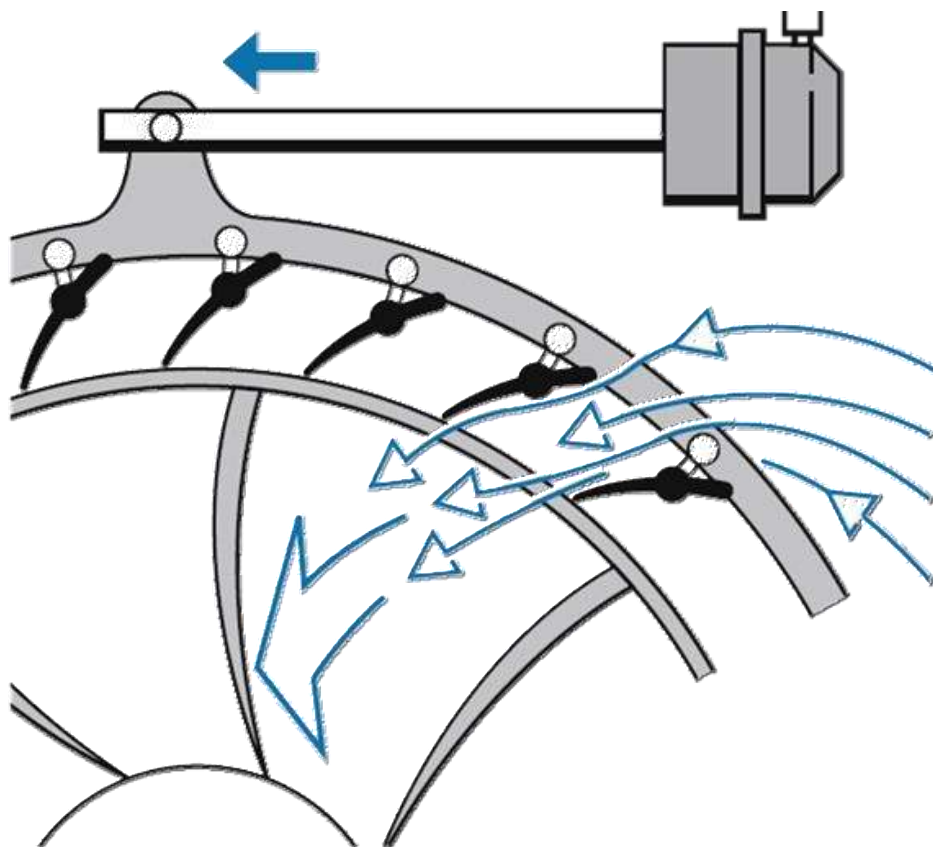


Рисунок 3.24– Принцип работы турбокомпрессора с изменяемой геометрией на высокой частоте вращения двигателя

### 3.6.3 Power Pulse

С модели S90 компания VOLVO начала внедрение системы усиления наддува на дизельных моторах под названием PowerPulse. Она состоит из двухступенчатого электрического компрессора, забирающего воздух после фильтра, баллона высокого давления, трубопроводов и клапана, которые соединяют баллон с выпускным коллектором двигателя в районе расположения турбокомпрессора.

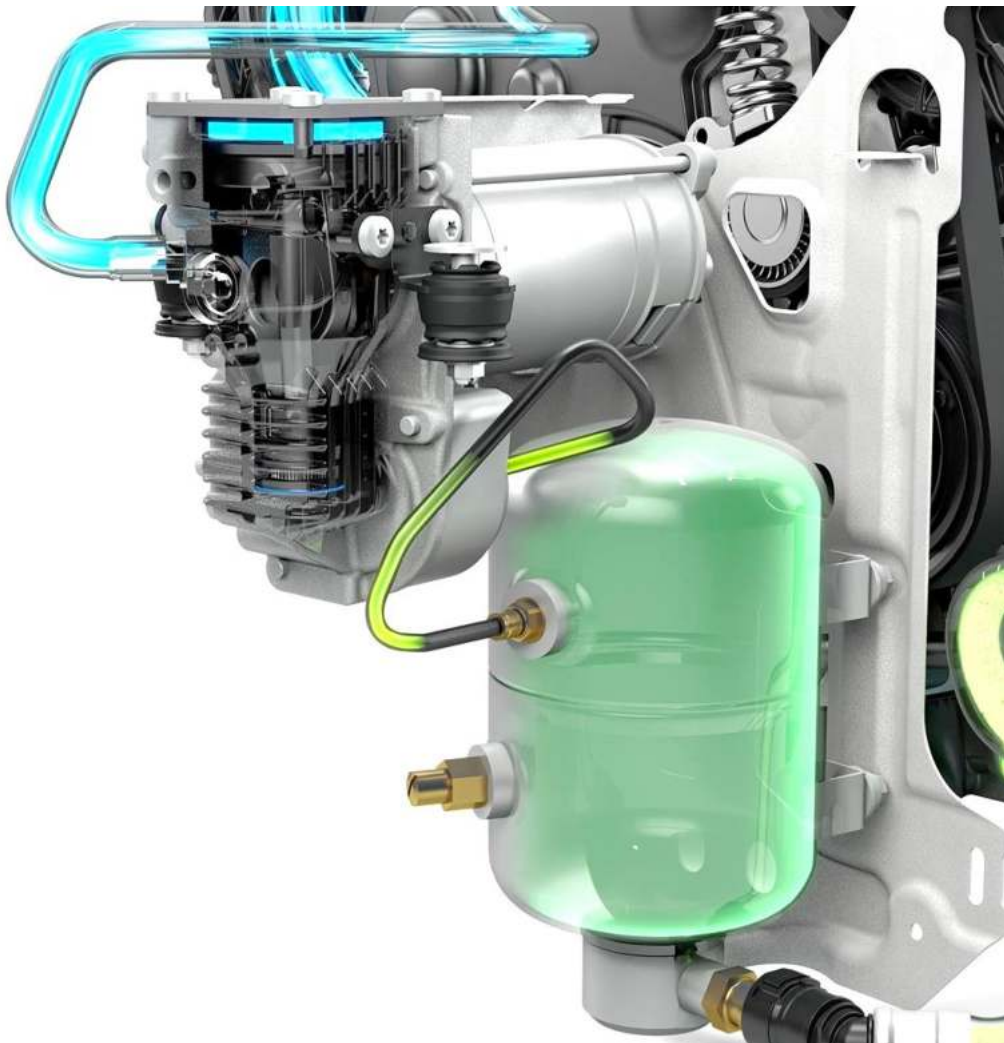
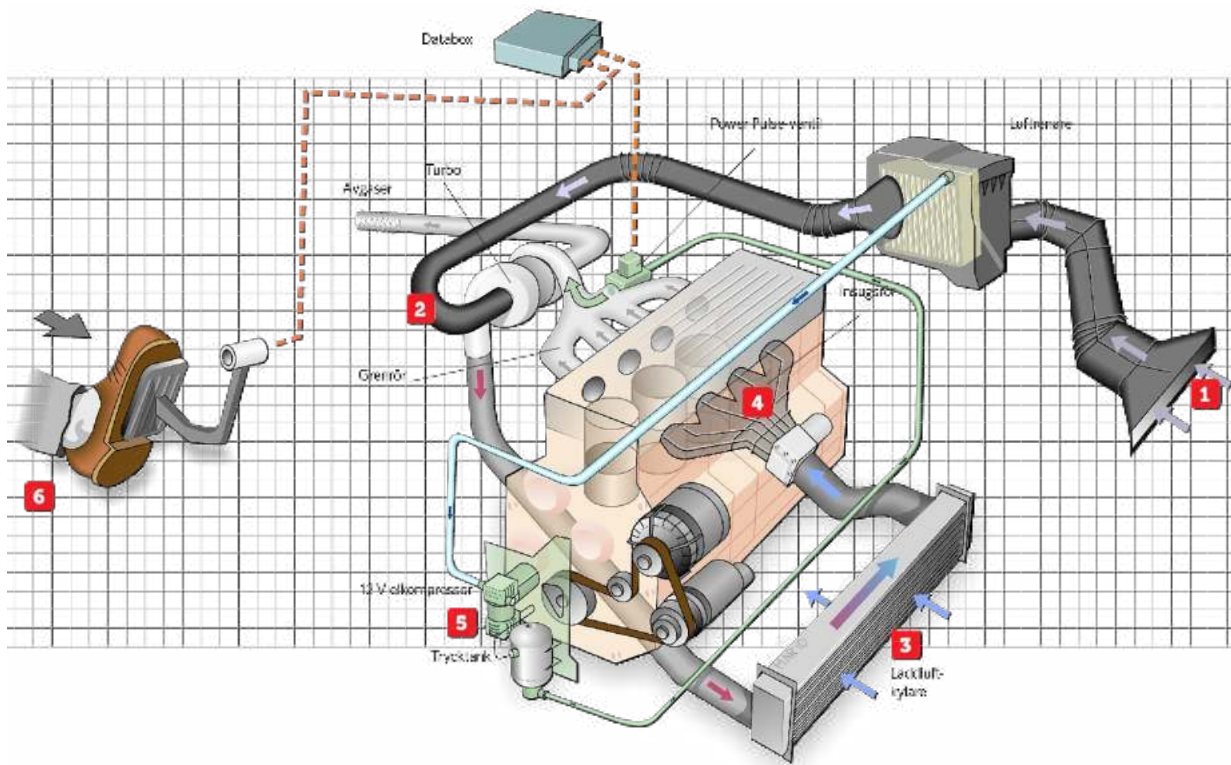


Рисунок 3.25 – Volvo Power Pulse

В устройстве PowerPulse (см. рисунок 3.26) сжатый воздух накапливается в небольшом баллоне и при резком нажатии на педаль газа направляется на турбину, быстро раскручивая вал турбокомпрессора. Так повышается давление уже во впускном тракте. Запас сжатого воздуха быстро восстанавливается электрическим компрессором, и система готова к новому циклу ускорения.

Сравнительная характеристика турбокомпрессора, оснащённого системой Volvo Power Pulse (см. рисунок 3.27), показывает, что происходит почти двукратное увеличение отдаваемой мощности в зоне небольшой производительности, то есть тем самым решается проблема турбоямы.



1 – впуск воздуха; 2 – турбокомпрессор; 3 – интеркулер; 4 – впускной трубопровод; 5 – ресивер; 6 – педаль акселератора

Рисунок 3.26 – Компоненты системы Volvo Power Pulse

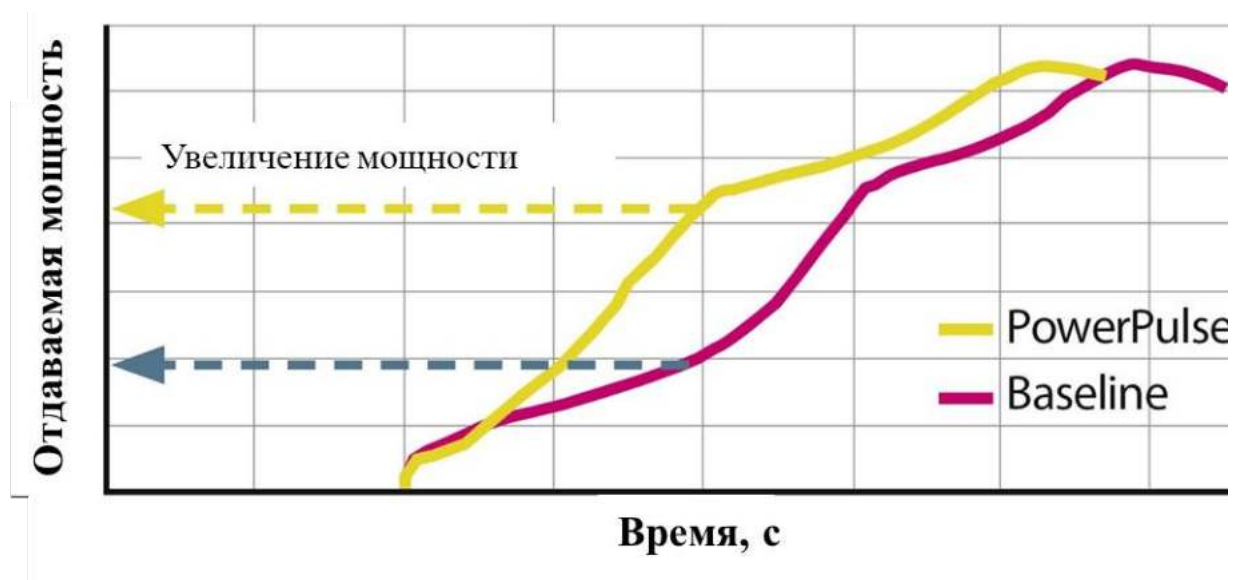


Рисунок 3.26 – Сравнительная характеристика системы Volvo Power Pulse

### 3.7 Контрольные вопросы

1. Опишите устройство турбокомпрессора
2. Перечислите способы борьбы с масляным голоданием турбокомпрессора
3. Назовите потери энергии в турбокомпрессоре. Каков коэффициент полезного действия турбокомпрессора?
4. Каково назначение поршневых колец в турбокомпрессоре?
5. Изобразите турбокарту компрессора и опишите её характерные области
6. Чем определяется граница помпажа турбокомпрессора?
7. Что называется пределом дросселирования турбокомпрессора?
8. Каково назначение диффузора?
9. Охарактеризуйте байпасное регулирование потока отработавших газов
10. Каковы преимущества и недостатки пневматического и электрического привода клапана «вейстгейт»?
11. Перечислите способы регулирования давления воздуха
12. Для чего предназначен блоу-офф клапан?
13. Что называют турбоямой и турболагом?
14. Охарактеризуйте основные способы снижения инерционности турбонаддува
15. Каковы преимущества и недостатки отдельного турбокомпрессора?
16. Для чего предназначены турбины с изменяемой геометрией?
17. Опишите устройство и принцип работы системы Power Pulse
18. Какое преимущество даёт использование системы Power Pulse?

## **4 Комплексные системы наддува ДВС**

При параллельном или многоступенчатом соединении нагнетателей, что возможно с применением системы клапанов для зависимого от рабочей точки двигателя управления, или определённого распределения потока отработавших газов достижимые пределы мощности наддува могут быть значительно расширены по сравнению с одноступенчатыми нагнетателями. Благодаря многоступенчатости наддува повышается эффективность подачи воздуха в цилиндры и одновременно с этим снижается удельный расход топлива двигателем.

Система турбонаддува, в которой используется два турбокомпрессора, носит название Twin Turbo (Bi-Turbo). Изначально два турбокомпрессора применялись для преодоления инерционности системы – турбоямы. В дальнейшем область применения спаренных турбокомпрессоров расширилась и в настоящее время позволяет значительно повышать выходную мощность, поддерживать номинальный крутящий момент в широком диапазоне оборотов двигателя, снижать удельный расход топлива.

Различают три конструктивные схемы системы Twin Turbo: параллельную, последовательную и ступенчатую. Схемы различаются характеристиками, расположением и порядком работы турбокомпрессоров. Работу турбокомпрессоров регулирует электронная система управления, включающая входные датчики, блок управления и приводы клапанов управления потоком воздуха и отработавших газов.

### **4.1 Параллельное подключение турбокомпрессоров**

При параллельной схеме работы используются два одинаковых турбокомпрессора, работающих симметрично. На каждый из них подаётся половина выхлопных газов двигателя как правило по индивидуальному

выпускному коллектору и от определённых для каждой из турбин цилиндров. На V-образных двигателях каждый турбокомпрессор питается одним из рядов цилиндров. Нагнетаемый воздух поступает зачастую в общий впускной коллектор, откуда распределяется по всем цилиндрам двигателя, но в некоторых случаях каждый из компрессоров может питать только часть цилиндров – "свою" половину или "чужую".

Основной причиной замены одного большого турбокомпрессора на два меньших является желание уменьшить турбояму (диапазон оборотов, в течении которого турбокомпрессор не создаёт достаточно высокого давления наддува) и турболаг (задержка отклика турбокомпрессора на открытие дросселя). Два меньших высокооборотистых турбокомпрессора быстрее реагируют на дроссель и раньше выходят на рабочее давление наддува, чем один большой аналогичной производительности – инерционность большой турбинной и компрессорной крыльчаток определяет эту разницу.

Однако при параллельной работе турбин это преимущество не так заметно, так как каждая из двух турбин раскручивается только половиной выхлопных газов двигателя, в отличие от одной большой турбины. Тем не менее параллельная схема работы турбокомпрессоров получила наиболее широкое распространение по сравнению со всем остальными, и чаще всего она встречается на V-образных двигателях.

Причина такого распространения – удачное компоновочное решение для двигателей, где размещение одного турбокомпрессора затруднительно. Взять те же самые V-образные двигатели, у которых конструктивно удобно размещать общий впускной коллектор в развале цилиндров, а выпускные коллектора отдельно, в противоположных сторонах двигателя. Связать при такой компоновке оба выпускных коллектора в условиях ограниченного подкапотного пространства довольно непросто.

Преимущества систем с "параллельной" работой турбокомпрессоров:

- некоторое снижение турболага;

– более ранний выход турбокомпрессоров на рабочее давление наддува;

– простота конструкции и системы управления наддувом;

– удобная компоновка для V-образных и оппозитных двигателей.

Недостатком систем с "параллельной" работой турбокомпрессоров является недостаточно высокий выигрыш снижения турболога, что особенно заметно на высокофорсированных двигателях.

Пример реализации параллельного турбонаддува представлен на рисунке 4.1.

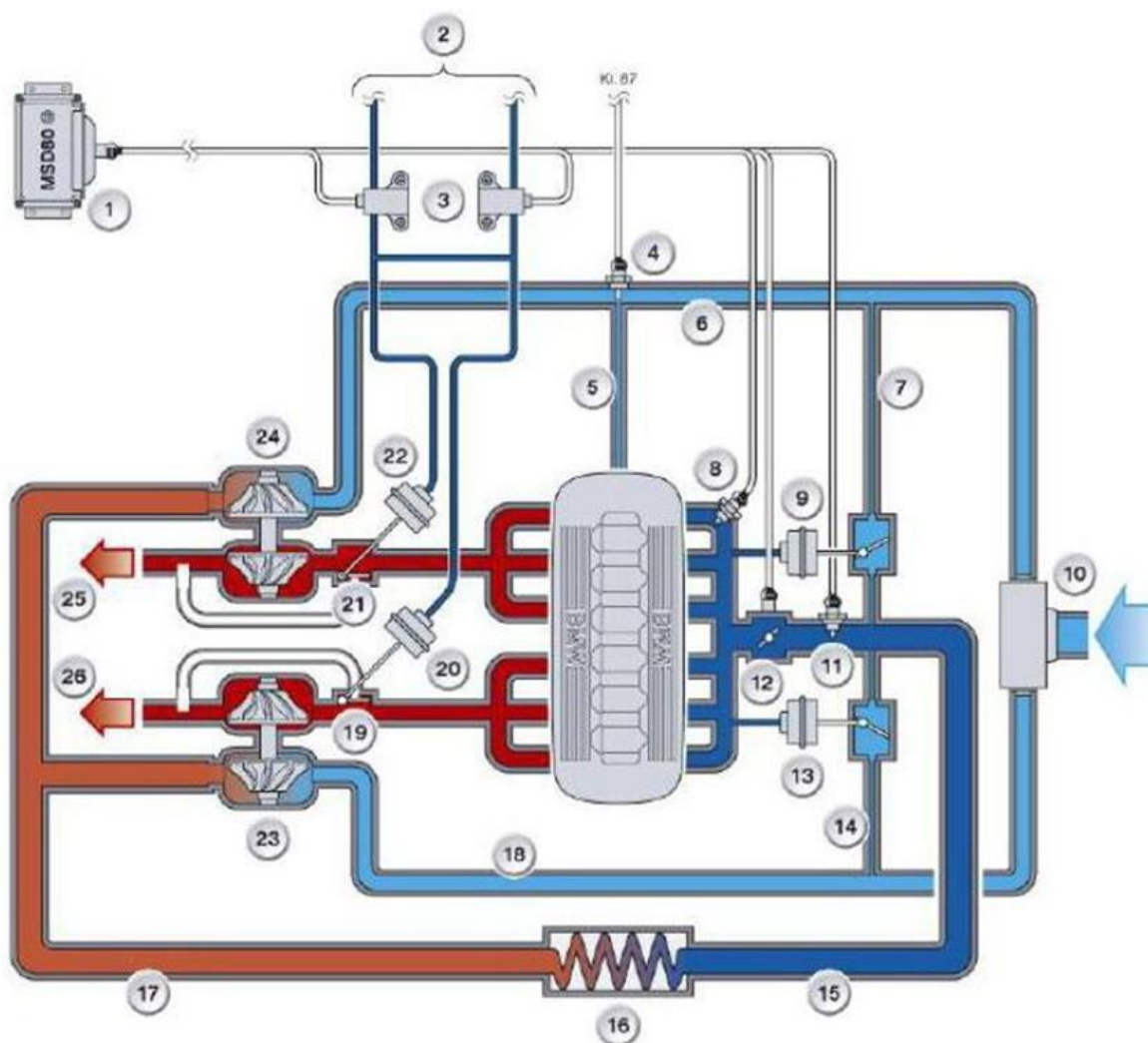


Рисунок 4.1 – Параллельный турбонаддув

На рисунке 4.1 цифрами обозначены: 1 – Блок управления двигателем; 2 – Вакуумные магистрали к ресиверу вакуума; 3 – Электропневматические

клапаны; 4 – Нагреватель магистрали картерных газов; 5 – Магистраль вентиляции картерных газов; 6 – Патрубок подачи воздуха в турбокомпрессор 2; 7 – Патрубок перепускного клапана турбокомпрессора 2; 8 – Датчик давления воздуха во впускном коллекторе; 9 – Перепускной клапан турбокомпрессора 2; 10 – Воздушный фильтр; 11 – Датчик давления и температуры наддуваемого воздуха; 12 – Дроссельная заслонка; 13 – Перепускной клапан турбокомпрессора 1; 14 – Патрубок перепускного клапана турбокомпрессора 1; 15 – Патрубок подачи наддуваемого воздуха после интеркулера; 16 – Интеркулер; 17 – Патрубок подачи наддуваемого воздуха в интеркулер; 18 – Патрубок подачи воздуха в турбокомпрессор 1; 19 – Перепускная регулирующая заслонка турбины 1; 20 – Привод регулирующей заслонки турбины 1; 21 – Перепускная регулирующая заслонка турбины 2; 22 – Привод регулирующей заслонки турбины 2; 23 – Турбокомпрессор 1; 24 – Турбокомпрессор 2; 25 – К каталитическому нейтрализатору выхлопных газов 2; 26 – К каталитическому нейтрализатору выхлопных газов 1.

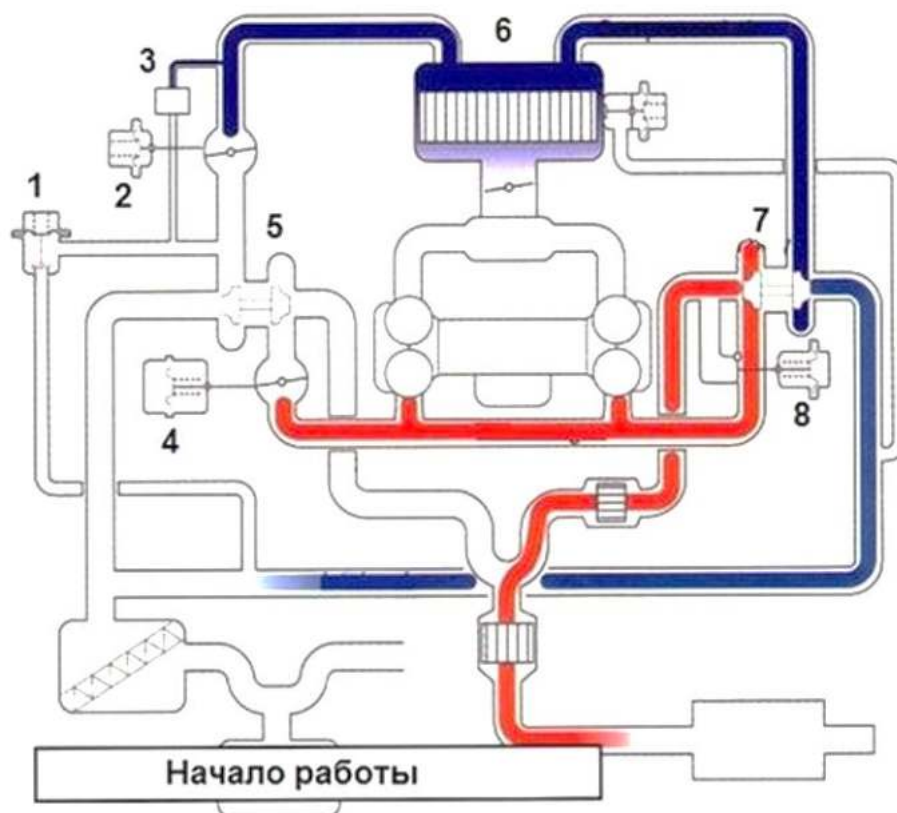
#### **4.2 Поэтапное параллельное подключение турбокомпрессоров**

Из обычной параллельной схемы родилась одна разновидная систем наддува с двумя турбокомпрессорами, которую часто ошибочно называют последовательной или последовательно-параллельной, хотя она не является ни той, ни другой. Речь идёт о поэтапной параллельной схеме включения турбокомпрессоров. Понятие поэтапная означает, что турбокомпрессоры или отдельные их части могут работать не одновременно, а вводиться в работу или выводиться из неё поочерёдно, согласно определённому алгоритму

Рассмотрим принцип действия поэтапного параллельного турбонаддува (см. рисунок 4.2).

Первый турбокомпрессор, обеспечивает повышение давления на низких и средних оборотах, однако он продолжает создавать давление наддува во всем рабочем диапазоне.

При начале движения первый турбокомпрессор создаёт давление во впускном коллекторе, но при этом второй турбокомпрессор не работает, так как закрыт клапан управления подачей отработавших газов.



1 – Перепускной клапан наддува (байпасный); 2 – Клапан управления подачей воздуха; 3 – Датчик разности давлений; 4 – Клапан управления подачей отработавших газов; 5 – Вторичный турбокомпрессор; 6 – Интеркулер; 7 – Первичный турбокомпрессор; 8 – перепускной клапан отработавших газов (вейстгейт)

Рисунок 4.2 – Поэтапный параллельный турбонаддув

На средних оборотах двигателя, клапан управления подачей отработавших газов частично открыт. Второй турбокомпрессор начинает работать. Процент открытия клапана управления подачей отработавших газов регулируется блоком управления через соленоид, управляемый

вакуумом, который создаётся во впускном трубопроводе при работе двигателя (см. рисунок 4.3).

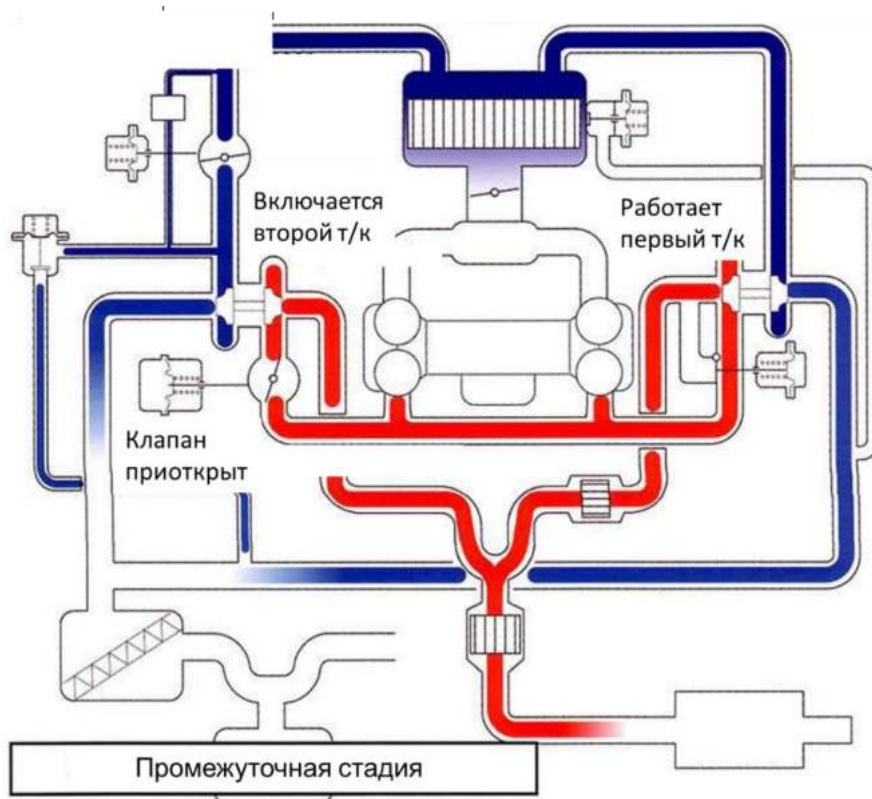


Рисунок 4.3 – Работа поэтапного параллельного турбонаддува на средних оборотах

Когда давление первого и второго турбокомпрессора совпадают (см. рисунок 4.4), что определяется по датчику разности давления 3 на рисунке 4.2, блок управления двигателем открывает клапан 2 управления подачей воздуха, и полностью открывает клапан управления подачей отработавших газов. Когда клапан управления подачей отработавших газов полностью открыт второй турбокомпрессор работает на полную мощность, давление наддува регулируется через вейстгейт первого турбокомпрессора.

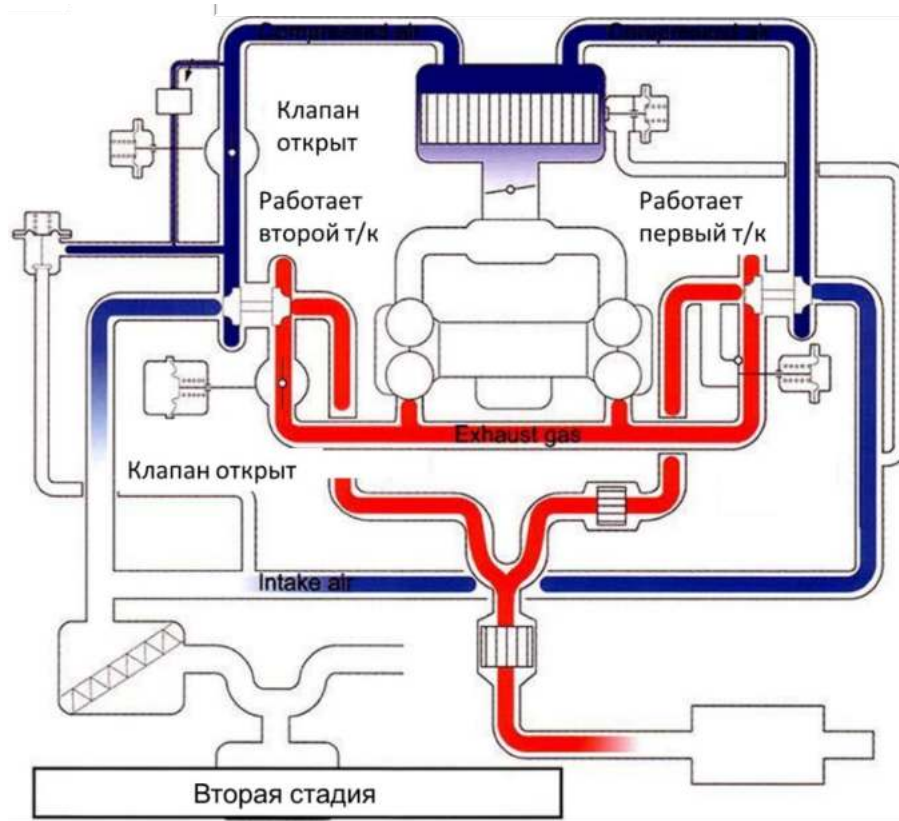


Рисунок 4.4 – Работа поэтапного параллельного турбонаддува на высоких оборотах

Характеристика двигателя при поэтапном параллельном турбонаддуве приведена на рисунке 4.5.



Рисунок 4.5 – Характеристика двигателя при поэтапном параллельном турбонаддуве

Преимущества систем с поэтапной параллельной работой турбокомпрессоров:

- заметное снижение турболага в сравнении с обычной параллельной схемой;
- более ранний выход турбокомпрессоров на рабочее давление наддува.

Недостатком систем с поэтапной параллельной работой турбокомпрессоров можно считать некоторую сложность конструкции и системы управления наддувом.

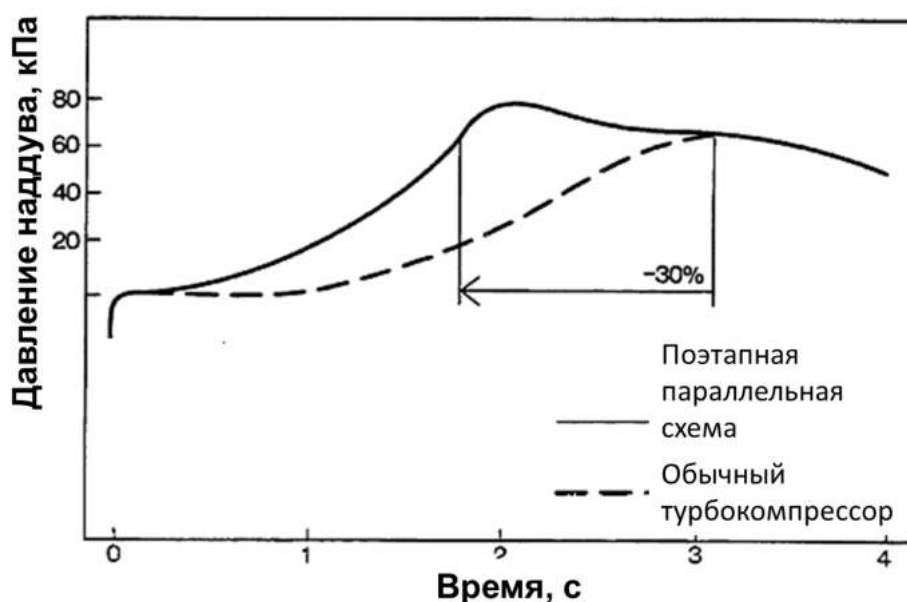


Рисунок 4.6 – Сравнительная характеристика поэтапного параллельного турбонаддува

### 4.3 Последовательное подключение турбокомпрессоров

Само название «последовательная» или *serial*, предполагает, что какие-либо части турбокомпрессоров, турбинные или компрессорные, подключаются друг за другом. При этом последовательно могут быть подключены только турбины, только компрессоры, или и те, и другие одновременно, с возможностью отключения или переключения в

параллельную работу на разных этапах. Сами турбокомпрессоры при этом могут быть одинаковыми или, что чаще, совершенно разными по размерам и производительности.

Отметим несколько основных моментов, имеющих место при последовательном соединении турбин и компрессоров:

1) При последовательном расположении турбин эффективность первой турбины несколько снижается, так как сопротивление отработавшим газам, создаваемое следующей за ней турбиной, влияет на перепад давлений на входе и выходе первой турбины, что напрямую отражается на интенсивности её разгона;

2) Отработавшие газы, прошедшие через одну турбину, теряют значительную часть энергии, а значит даже точно такую же по размерам вторую турбину уже не будут раскручивать столь же эффективно, как и первую – однако степень использования энергии отработавших газов будет выше, чем на одной турбине и в целом к. п. д. системы должен повыситься;

3) Компрессор не создаёт прибавку давления, он повышает давление на входе компрессора в  $K$  раз, где  $K$  – степень повышения давления (отношение абсолютного давления на выходе компрессора к давлению на его входе –  $P_{\text{вых.}}/P_{\text{вх.}}$ ). Таким образом, если для заданного режима  $K=1,7$ , а на входе компрессора атмосферное давление, значит на выходе будет 1,7 бар абсолютного давления или 0,7 бар избыточного давления. Если на входе компрессора уже 1,7 бара (например, перед ним стоял другой компрессор, предварительно поднявший давление воздуха до указанного), то при  $K=1,7$  абсолютное давление на выходе достигнет 2,89 бар или 1,89 бар избыточного давления. Таким способом можно создавать высокие давления наддува при помощи турбин, которые сами по себе в отдельности такого избыточного давления развить не способны. Фактически, последовательно работающие компрессоры помогают друг другу, выполняя роль мультипликаторов давления наддува.

Рассмотрим самую простую последовательную схему подключения, получившую применение на дизельных двигателях (см. рисунок 4.7).

Обычно используются два турбокомпрессора разных размеров, один большой и один малый/средний. Турбинная и компрессорная части соединяются последовательно, при этом, как видно на схеме, первой идёт малая турбинная часть, а за ней большая, тогда как у компрессорных частей порядок обратный.

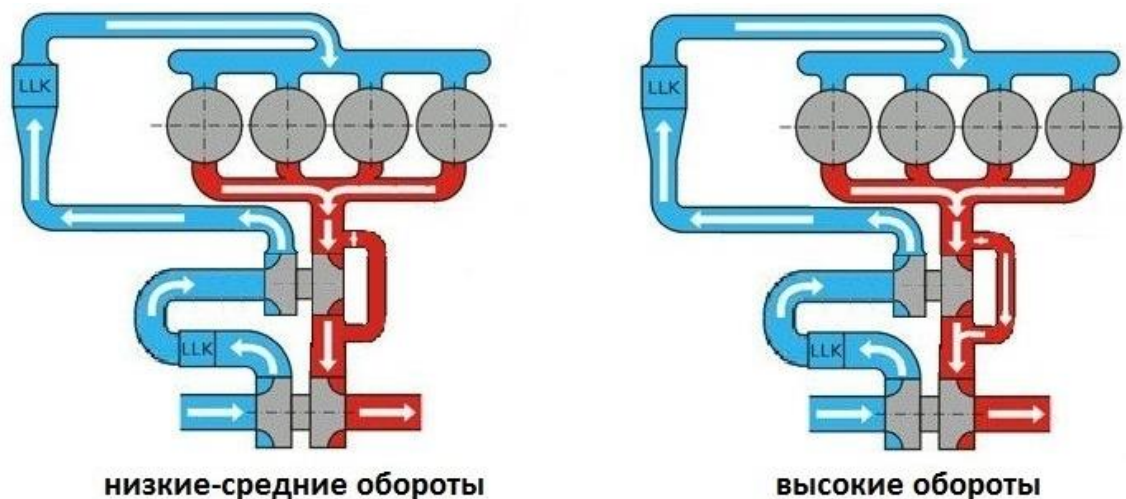


Рисунок 4.7 – Последовательное подключение турбокомпрессоров

Порядок работы двух последовательно подключённых турбокомпрессоров следующий.

#### **Низкие обороты двигателя.**

Поток отработавших газов сперва проходит через малую турбинную часть, эффективно разгоняя её на низких оборотах двигателя. Затем поступает в большую турбинную часть, сообщая ей на низких оборотах некоторый предварительный разгон. Большая компрессорная часть ввиду невысоких рабочих оборотов начинает неторопливо прогонять через себя воздух, в какой-то момент даже создавая небольшое избыточное давление. Этот воздух подаётся на вход малой компрессорной части, которая имеет уже заметно более высокие обороты, чем на большой компрессорной части, за счёт чего обеспечивается определённое избыточное давление во впускной системе.

При этом, чем выше давление на входе малой компрессорной части, тем выше оно и на выходе. Таким образом, даже едва работающая большая компрессорная часть, создавая небольшой избыток на входе маленькой компрессорной части, помогает быстрее достичь рабочего давления наддува и, тем самым, увеличить и развиваемый двигателем крутящий момент, и так необходимый турбинным частям объём отработавших газов.

### **Средние обороты двигателя.**

Малый турбокомпрессор достигает рабочих оборотов, его турбинная часть упирается в предел своей пропускной способности. Следующая за ней большая турбинная часть так же заметно повышает скорость вращения, но потенциал ещё есть. Большая компрессорная часть создаёт уже заметное избыточное давление воздуха, поступающего на вход малой компрессорной части, а она, в свою очередь, ещё больше сжимает воздух.

### **Высокие обороты двигателя.**

Так как первая, малая турбинная часть, достигает потолка своей производительности и пропускной способности, в то время как вторая, большая – ещё имеет запас, а поток отработавших газов продолжает увеличиваться, на первой турбинной части приоткрывается перепускной клапан, отводящий часть потока напрямую на большую турбинную часть.

Клапан может начать открываться ещё на средних оборотах и постепенно увеличивать проходящий через него поток в широком диапазоне оборотов. Алгоритм работы этого клапана определяется характеристиками турбокомпрессоров, их рабочими диапазонами, а также требуемыми параметрами наддува.

Таким образом, малая турбинная часть предохраняется от передуба, а большая полностью загружается. Важно отметить, что оба турбокомпрессора продолжают полноценно работать, как турбинные, так и компрессорные их части.

За счёт такой схема работы компрессоров возможно создавать очень высокие давления наддува, трудно достижимые при работе одного

компрессора, например, до 5-6 бар избыточного давления, если есть такая необходимость.

Малый турбокомпрессор в этой паре служит делу снижения турбоямы, при этом эффективнее, чем это происходит на параллельной схеме с поэтапно подключаемыми одинаковыми турбокомпрессорами.

При равной производительности обеих систем, в последовательной схеме первый работающий турбокомпрессор будет меньше по размерам, чем в параллельной, при том ему будет немного помогать и крупный турбокомпрессор.

#### **4.4      Поэтапное      последовательное      подключение турбокомпрессоров**

Но прогресс не стоит на месте и на основе вышеописанной схемы наддува родилась новая, активно распространяющаяся на современных турбодизельных моторах легковых автомобилей. Рассмотрим её на примере современного дизеля BMW.

##### **Низкие обороты двигателя.**

На малых оборотах, до 1500 об/мин, весь поток отработавших газов проходит через малую турбинную часть, которую очень быстро разгоняет, и затем поступает на большую турбинную часть, которой задаёт начальное вращение (см. рисунок 4.8). Большая компрессорная часть осуществляет небольшой предварительный наддув воздуха, подавая его на вход малой компрессорной части. Малая компрессорная часть, ощутимо разогнанная, ещё больше сжимает этот воздух и подаёт его далее во впускную систему. В пике избыточное давление воздуха на выходе малого турбокомпрессора уже на 1500 об/мин достигает 2 бар.

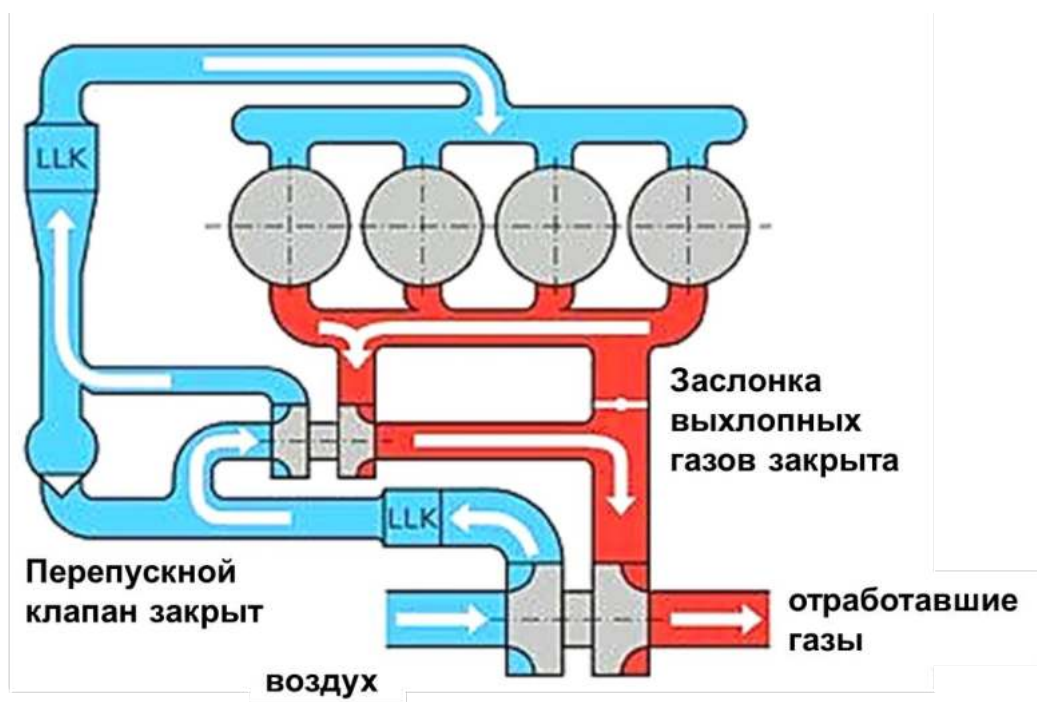


Рисунок 4.8 – Работа поэтапной последовательной схемы на низких оборотах

### **Средние обороты двигателя.**

Начиная с 1500 об/мин открывается заслонка в выпускном коллекторе, открывающая канал для отработавших газов напрямую из коллектора на большую турбинную часть, в обход малой. (см. рисунок 4.9). А к 3200 об/мин эта заслонка открывается полностью. В этом диапазоне поток отработавших газов плавно перераспределяется с последовательного пути «коллектор → малая турбинная часть → большая турбинная часть» на прямой путь «коллектор → большая турбинная часть». Обороты большой турбинной части растут, а с ними и вклад её компрессорной части в общий наддув двигателя.

Давление на входе малой компрессорной части повышается, а степень повышения давления самой малой компрессорной частью падает (так как уменьшается поток отработавших газов, поступающих на её турбинную часть), в результате чего на выходе малой компрессорной части удерживается стабильное максимальное значение наддува, чем и

обеспечивается широкая полка максимального крутящего момента двигателя.

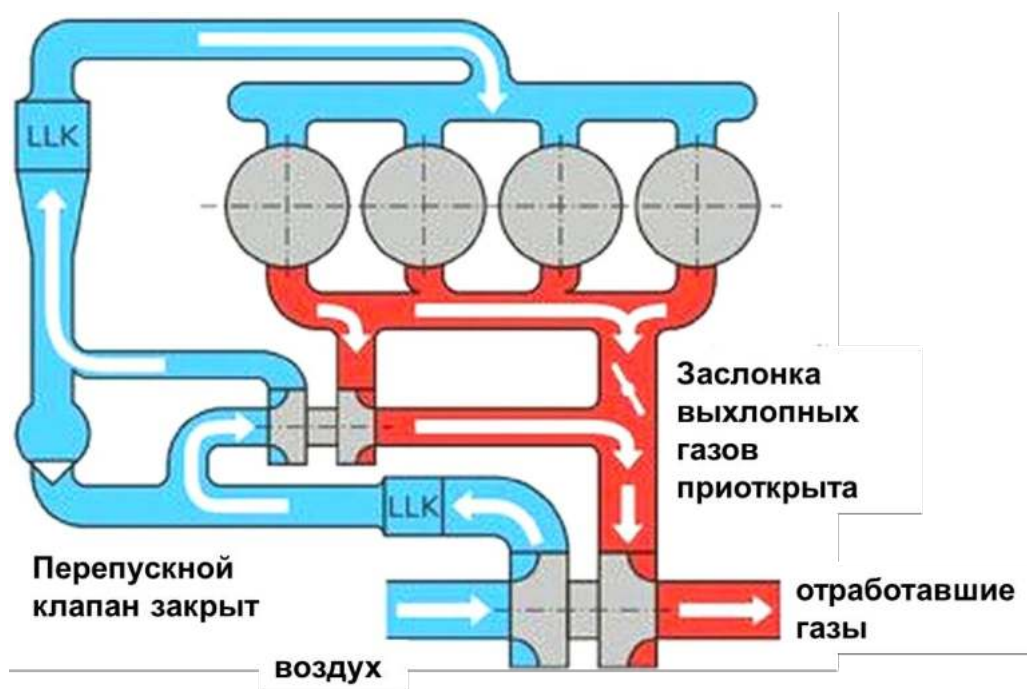


Рисунок 4.9 – Работа поэтапной последовательной схемы на средних оборотах

### **Высокие обороты двигателя.**

С 3200 об/мин весь поток отработавших газов поступает сразу на большую турбинную часть, компрессорная часть которой уже самостоятельно развивает достаточно высокое давление наддува. Малая компрессорная часть, достигшая своего предела производительности, становится помехой на пути подаваемого в двигатель воздуха, поэтому уже во впускной системе открывается байпасный канал от большой компрессорной части, минуя малую (см. рисунок 4.10).

Малый турбокомпрессор окончательно выводится из работы системы наддува (он, конечно, продолжает вращаться, но вхолостую). Система фактически превращается в систему с одним турбокомпрессором.

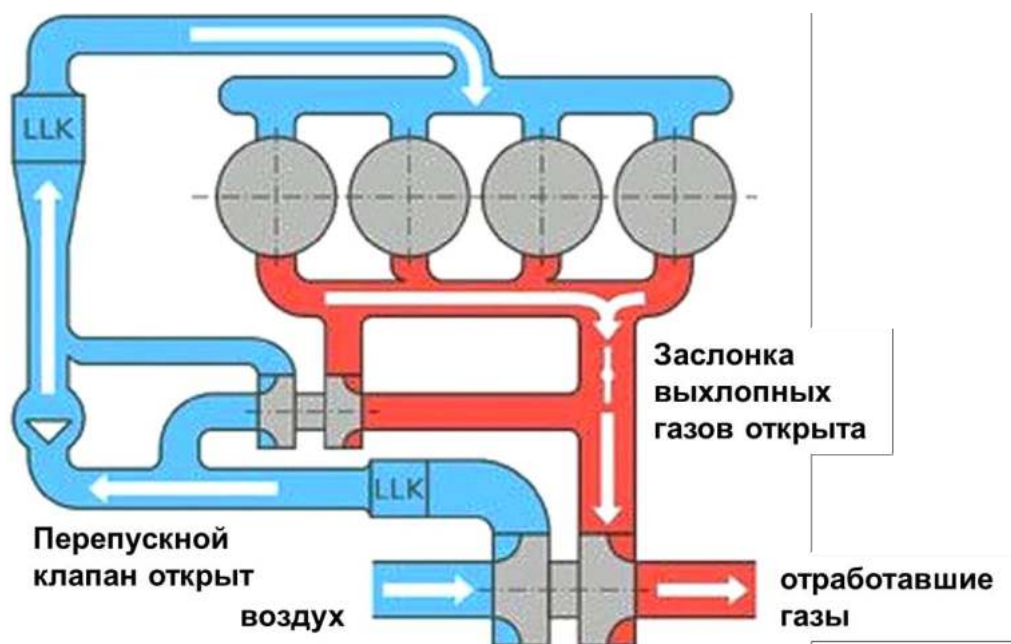


Рисунок 4.10 – Работа поэтапной последовательной схемы на высоких оборотах

Сравнительная характеристика поэтапной последовательной схемы турбонаддува представлена на рисунке 4.11.

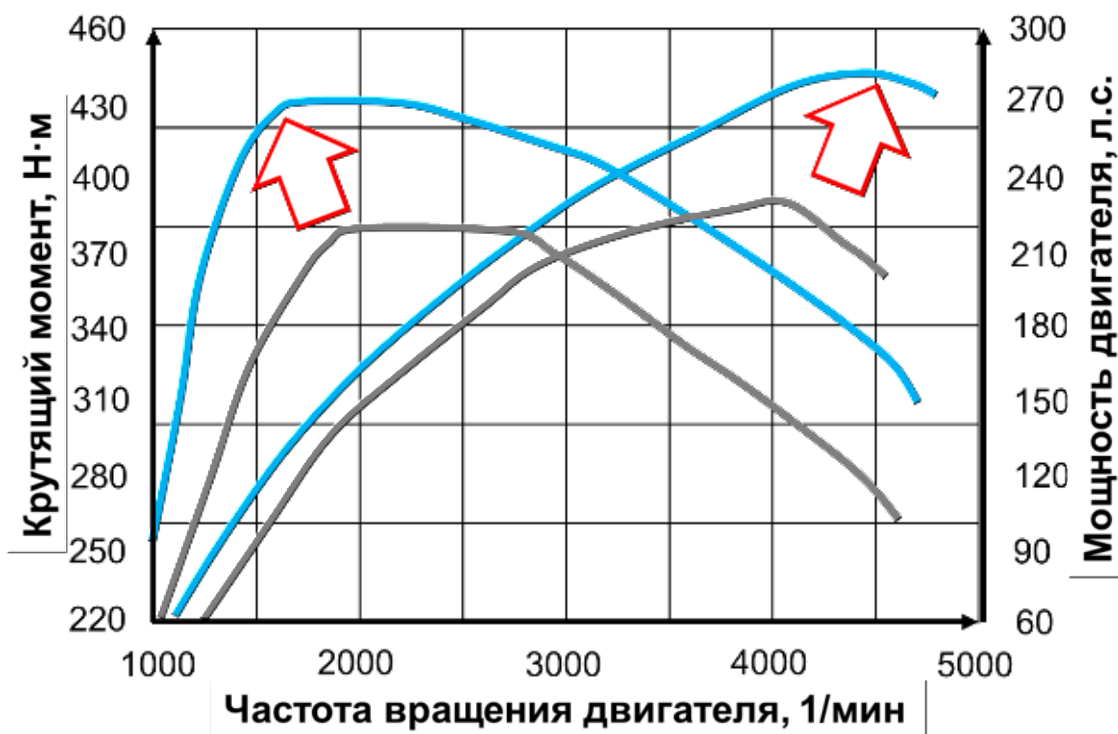


Рисунок 4.11 – Сравнительная характеристика поэтапной последовательной схемы турбонаддува

В итоге, такая схема подключения турбокомпрессоров, особенно в сочетании с изменяемой геометрией малой турбинной части, обеспечивает очень раннее и высокое давление наддува на низких оборотах при сохранении достаточно высокой максимальной производительности и плавной кривой крутящего момента.

На приведённой ниже схеме (рисунок 4.12) можно сравнить, насколько характеристики двигателей с поэтапной последовательной схемой работы турбокомпрессоров отличаются от поэтапной параллельной схемы и от двигателей с одним турбокомпрессором.

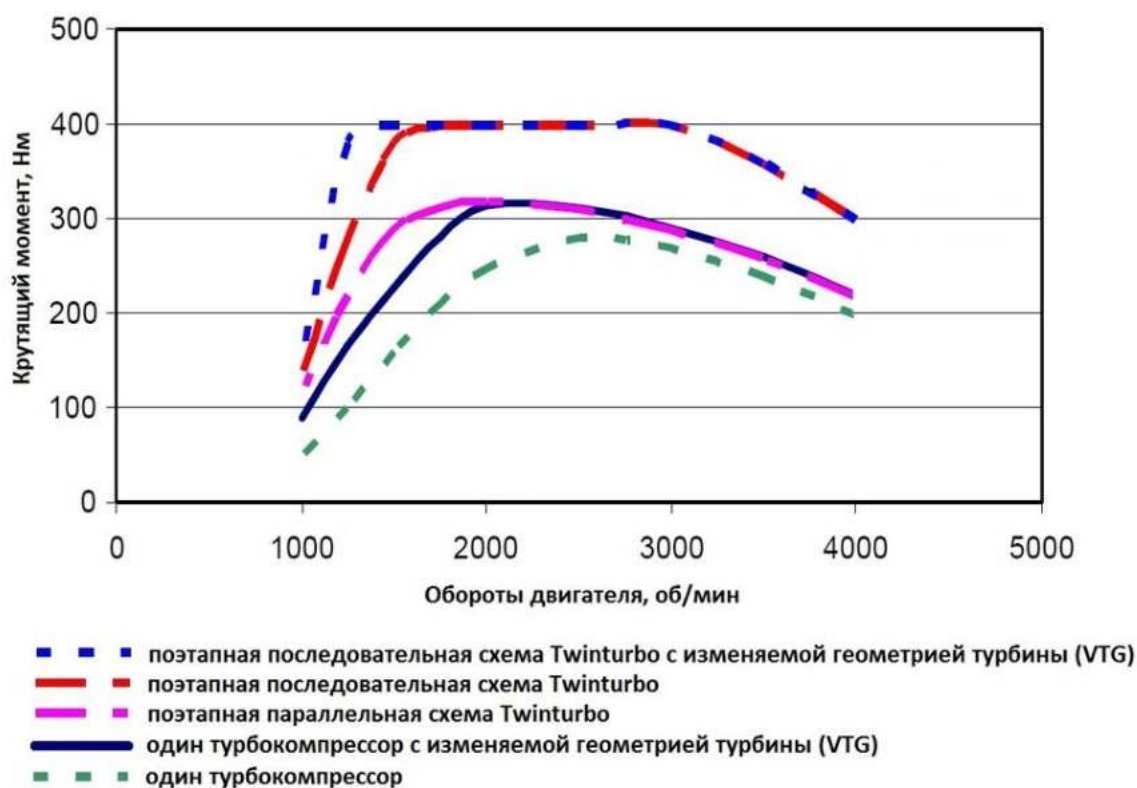


Рисунок 4.12 – Сравнение различных схем турбонаддува по характеристике крутящего момента

Поэтапная последовательная схема наддува с выводимым из работы малым турбокомпрессором позволяет значительно улучшить низы на моторе с изначально более крупным и производительным турбокомпрессором.

Тот факт, что малый турбокомпрессор на высоких оборотах при такой схеме не становится помехой для работы более крупного, позволяет сильнее дифференцировать их по размерам – больше, чем в первой описанной схеме наддува, – а значит ещё шире раздвинуть полку крутящего момента в обе стороны.

Рассмотрим, что получится на предыдущей схеме поменять местами турбокомпрессоры, то есть подключить их так, чтобы первой шла большая турбинная часть, за ней малая, а малая компрессорная часть подавала воздух в большую компрессорную часть (рисунок 4.13).

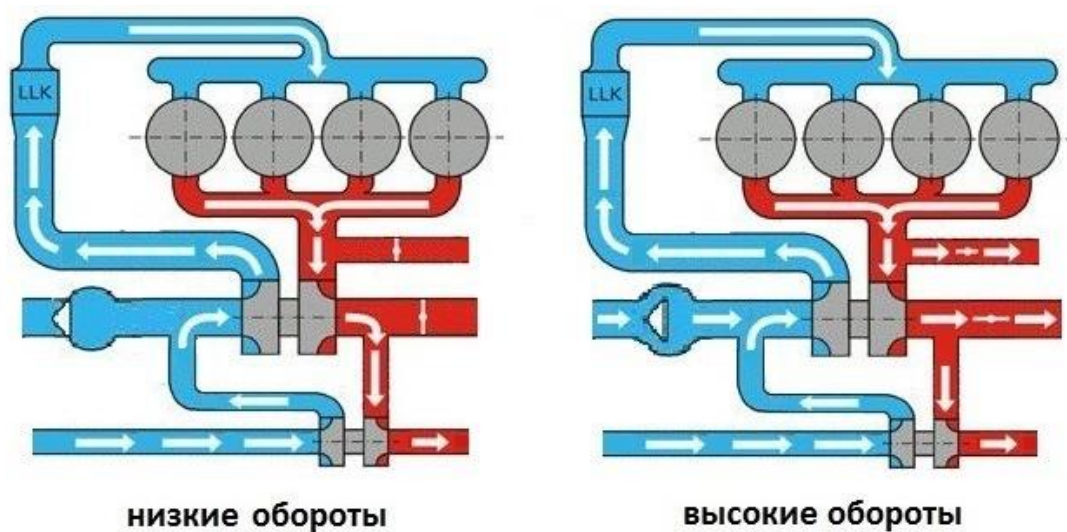


Рисунок 4.13 – Второй вариант последовательного поэтапного подключения турбокомпрессоров

На низких оборотах поток отработавших газов проходит через большую турбинную часть, слегка раскручивая её, а затем поступает на малую, которая побыстрее набирает обороты. Её компрессорная часть подаёт воздух под небольшим избыточным давлением на более крупную компрессорную часть, которая практически без изменений давления прогоняет его дальше. Фактически наддув на этом режиме обеспечивается только малым турбокомпрессором.

На средних оборотах малый турбокомпрессор выходит на полную производительность, подавая воздух под давлением на уже слегка

разогнанный большой компрессор, который дополнительно повышает давление.

На высоких оборотах, когда малый турбокомпрессор достигает предела своей производительности, открывается заслонка в выпуске, преграждавшая ранее путь отработавшим газам из первой, более крупной, турбинной части напрямую в выпускную систему, минуя вторую, малую турбинную часть. Часть газов поступает и на малую турбинную часть, но их объём уже не так велик, тогда как основная их часть после первой турбинной части беспрепятственно уходит через открытую заслонку.

На впуске открывается клапан основного впускного тракта большого компрессора, и по мере роста оборотов доля воздуха, поступающего на большую компрессорную часть с малой, падает, тогда как объём воздуха, поступающий через открытый клапан впускной системы, вырастает. К этому моменту большой турбокомпрессор успевает выйти на рабочее давление наддува, и система работает в монотурбокомпрессорном режиме.

В чём отличительные особенности этой системы по сравнению с предыдущей? Во-первых, эффективность работы малого турбокомпрессора здесь ниже, так как он питается отработавшими газами только после основного крупного турбокомпрессора и, значит, медленнее выходит на рабочие обороты на низких оборотах.

Во-вторых, отдача основного крупного турбокомпрессора получается максимальной, так как он питается первым, без каких-либо помех в виде сложного коллектора или системы перепускных клапанов, имеет такой же свободный выход для отработавших газов на высоких оборотах, а также свободный канал для подачи воздуха в двигатель без каких-либо мешающих клапанов.

В итоге эта система может быть актуальна только на высокофорсированных двигателях, когда требуется от большого турбокомпрессора получать максимальную отдачу, а низкими оборотами в некоторой степени можно пожертвовать.

Рассмотрим, что получится, если совместить последовательную схему работы с параллельной.

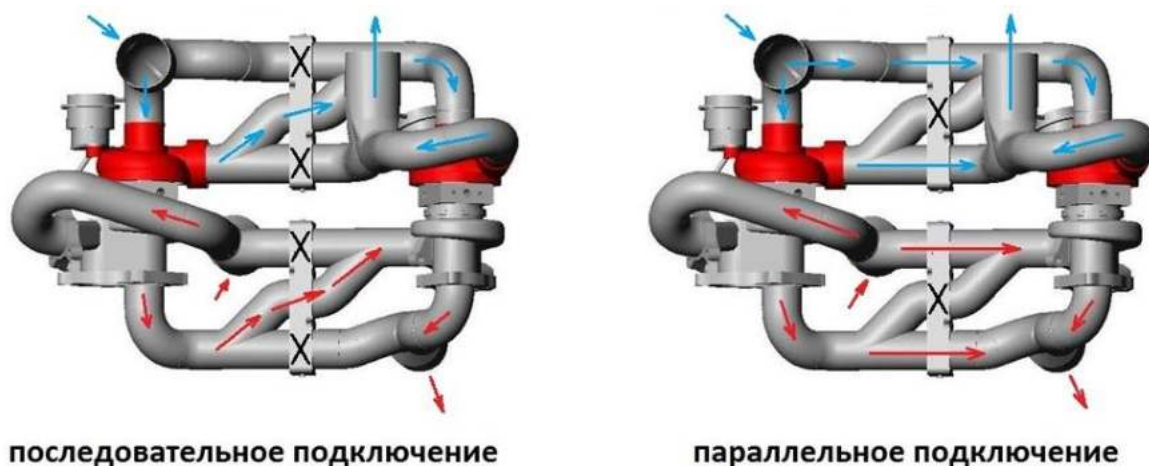


Рисунок 4.14 – Последовательно-параллельное подключение турбокомпрессоров

Имеем два одинаковых турбокомпрессора. Сложную систему трубопроводов между ними разделяют два блока заслонок. Каждый блок включает три заслонки, установленные на одной общей оси, при этом на оси они расположены так, что в крайних положениях либо открыта центральная заслонка, а крайние закрыты (закрытые обозначаются на схеме крестиком), либо наоборот – центральная закрыта, а крайние открыты. Один блок заслонок контролирует распределение отработавших газов в выпускном коллекторе, а второй – распределение воздуха во впускном коллекторе.

На низких оборотах все отработавшие газы поступают сначала на левую турбину, а затем, после неё – на правую. Левая турбина при этом довольно быстро раскручивалась, фактически с той же эффективностью, что и на параллельной схеме с поэтапно подключаемыми турбокомпрессорами, но, в отличие от последней схемы, в это же время разгоняется и вторая, правая турбина.

Компрессор левой турбины быстро набирает рабочее давление, подавая его на вход правого компрессора, который, в свою очередь, ещё

немного уплотняет смесь, обеспечивая довольно высокое давление наддува на низких и средних оборотах.

На средних оборотах, когда левая турбина уже разогнана до предела, заслонки выпускного коллектора меняют положение, в результате чего поток отработавших газов разделяется параллельно на обе турбины. Нагрузка на левую турбину падает, а на правую возрастает, в результате чего их скорости выравниваются. Чуть позже блок заслонок во впускном коллекторе так же переводится в аналогичное положение, изменяя последовательное подключение компрессоров на параллельное. Одновременно двигать заслонки на впуске и выпуске нежелательно, чтобы на работе наддува не было заметно переходного режима.

На высоких оборотах оба турбокомпрессора работают полностью в параллельном режиме, чем обеспечивается максимальная суммарная производительность системы наддува.

Преимущества такой схемы подключения в сравнении с ранее описанными:

1) Более плавный рост давления наддува (из-за более крупной первой на пути отработавших газов турбины);

2) Более высокое максимальное давление наддува на средних оборотах (у поэтапной последовательной схемы пик наступает раньше из-за маленькой первой турбины);

3) Несколько больший запас производительности (благодаря тому, что обе турбины среднего размера полноценно работают на высоких оборотах и их производительность суммируется).

#### **4.5 Комбинированный наддув**

Система комбинированного наддува сочетает нагнетатель с механическим приводом с турбокомпрессором, приводимым в действие отработавшими газами (см. рисунок 4.15).

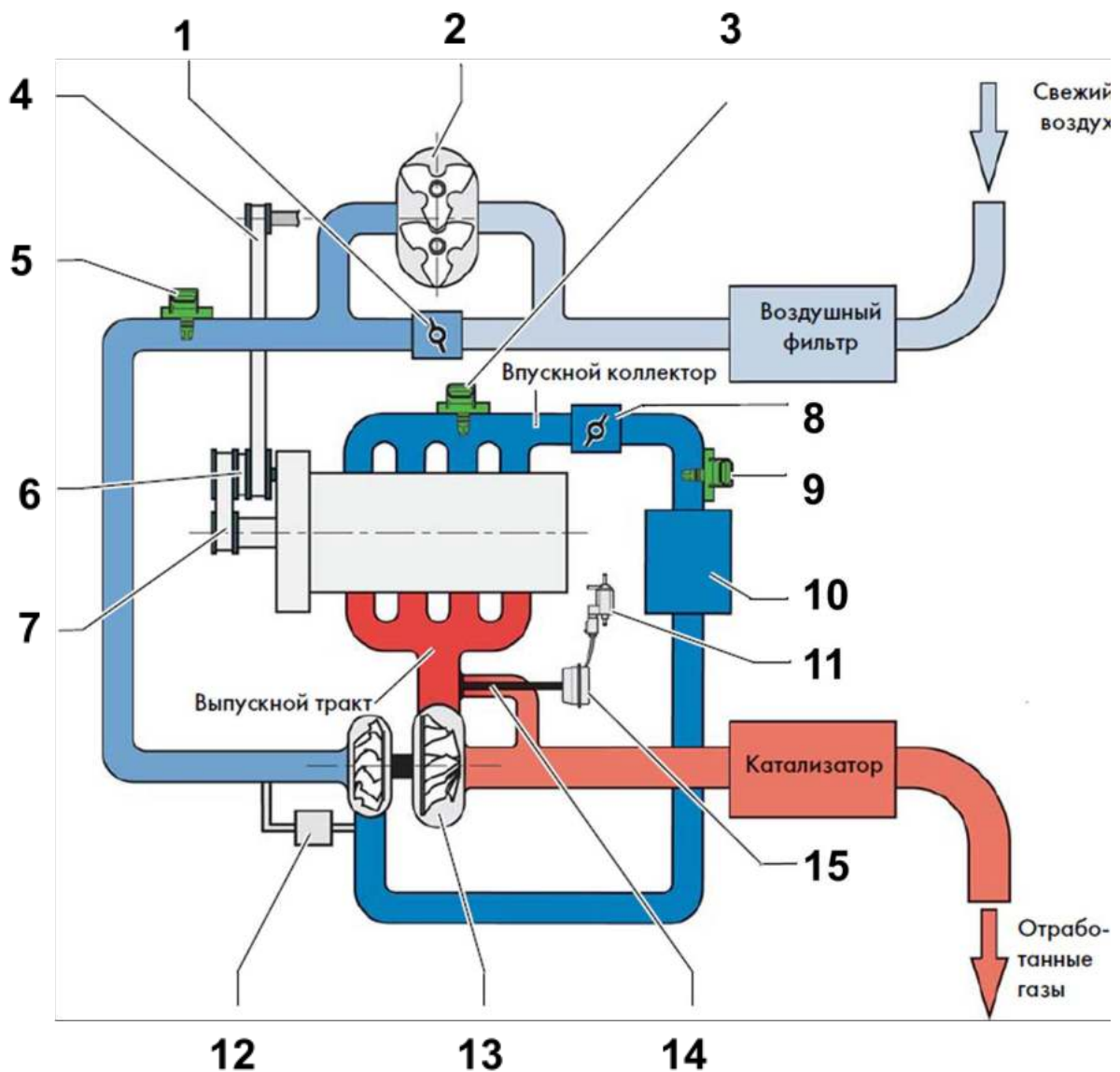


Рисунок 4.15 – Комбинированный наддув

На рисунке 4.15 цифрами обозначены: 1 – регулирующая заслонка; 2 – механический компрессор; 3 – датчик давления наддува с датчиком температуры воздуха; 4 – ремённый привод компрессора; 5 – датчик давления на впуске с датчиком температуры воздуха; 6 – магнитная муфта; 7 – ремённый привод дополнительных агрегатов; 8 – дроссельная заслонка; 9 – датчик давления наддува с датчиком температуры воздуха; 10 – интеркулер (промежуточный охладитель); 11 – магнитный клапан ограничения давления наддува; 12 – клапан рециркуляции

турбонагнетателя; 13 – турбонагнетатель; 14 – заслонка вейстгейт; 15 – анероид.

Эта мощная система наддува была впервые применена на легковом автомобиле в 1985 году (Lancia Delta). В настоящее время она используется на бензиновых двигателях с относительно небольшим рабочим объёмом, высокой номинальной мощностью, высоким крутящим моментом уже при сравнительно низких частотах вращения коленчатого вала и высокими динамическими качествами.

В нижней части диапазона частоты вращения коленчатого вала, когда доступная энергия отработавших газов, необходимая для привода турбины турбокомпрессора невелика, наддув практически полностью осуществляется нагнетателем с механическим приводом. Поскольку турбокомпрессор, приводимый в действие отработавшими газами, рассчитан на средние частоты вращения коленчатого вала и номинальную мощность, это обеспечивает сравнительно высокий массовый расход воздуха и, соответственно, высокие уровни эффективности.

В определённом рабочем диапазоне система работает в режиме последовательного соединения двух нагнетателей, и общая степень повышения давления равна произведению степеней повышения давления отдельных нагнетателей.

Нагнетатель с механическим приводом может быть установлен в направлении потока перед турбокомпрессором или после него. Когда двигатель работает в верхней части диапазона частоты вращения коленчатого вала и, следовательно, энергия отработавших газов достаточно велика, наддув осуществляется только турбокомпрессором и воздух направляется в обход нагнетателя с механическим приводом. Поскольку в этом режиме мощность, расходуемая на привод нагнетателя с механическим приводом, отбираемая с коленчатого вала, представляет собой прямые потери, механическое отсоединение нагнетателя от коленчатого вала представляется наиболее эффективным решением. Однако, при этом

предъявляются очень высокие требования к соединительной муфте, поскольку она должна передавать высокие градиенты скоростей при больших требуемых передаточных отношениях.

Рассмотрим работу комбинированного наддува на примере двигателя 1.4 TSI Volkswagen.

На рисунке 4.16 представлены диапазоны работы механического компрессора и турбоагнетателя. В зависимости от необходимого момента вращения, блок управления двигателя решает, нужно ли включать наддув и если да, то каким образом. Турбоагнетатель работает во всех диапазонах. Однако в нижнем диапазоне оборотов энергии только отработанных газов становится недостаточно для создания требуемого давления наддува.

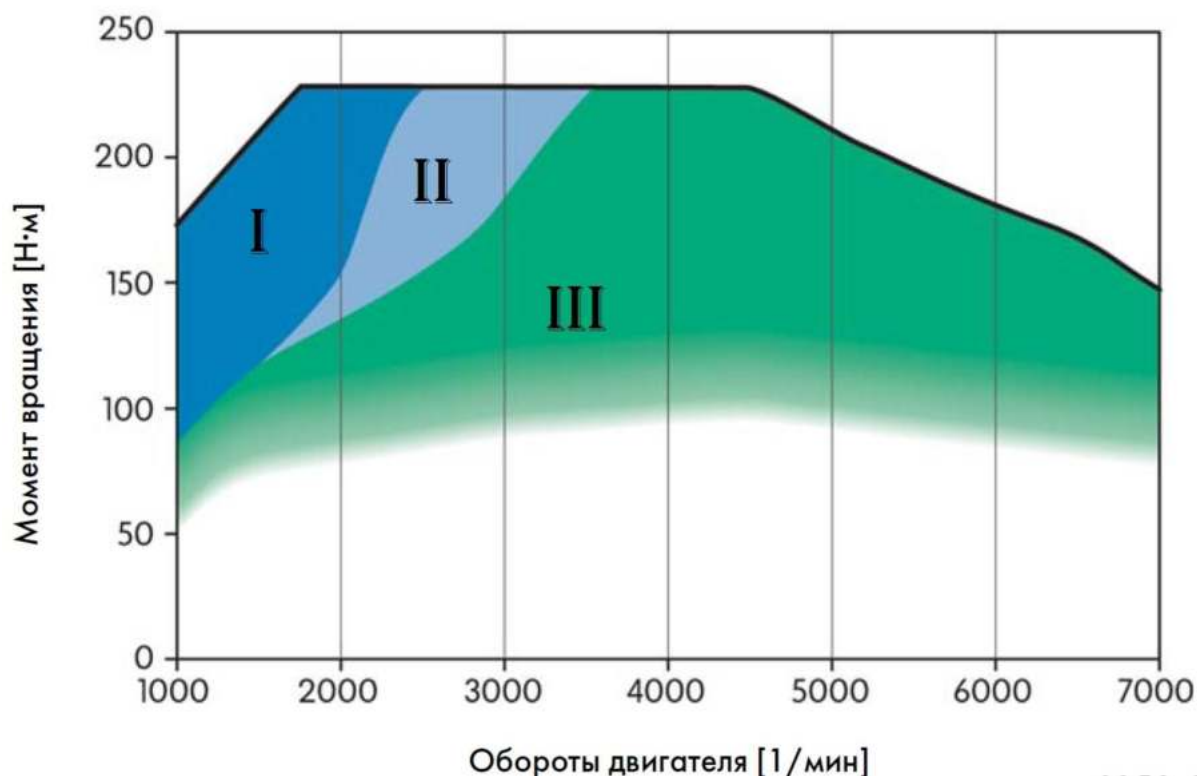


Рисунок 4.16 – Диапазоны работы комбинированного наддува

I – Постоянный диапазон наддува компрессора

Начиная с минимальных и до 2400 оборотов двигателя, компрессор включён постоянно. Давление наддува компрессора регулируется блоком управления регулирующей заслонки.

II – Диапазон наддува компрессора по необходимости

До 3500 оборотов двигателя компрессор подключается по необходимости. Это требуется, например, тогда, когда двигатель постоянно работает в этом диапазоне, а затем следует сильное ускорение. По причине инерционности турбонагнетателя это привело бы к задержке ускорения (так называемая турбояма). Поэтому здесь подключается компрессор, максимально быстро создающий необходимое давление наддува.

### III – Диапазон наддува только турбонагнетателя

В данном диапазоне турбонагнетатель в одиночку справляется с созданием необходимого давления наддува. Наддув регулируется магнитным клапаном ограничения давления наддува.

В зависимости от нагрузки и числа оборотов, блок управления двигателя рассчитывает, каким образом свежий воздух, необходимый для создания требуемого момента вращения, попадает в цилиндры. При этом он определяет, работает ли турбонагнетатель в одиночку или должен быть подключён компрессор.

### **Безнаддувный режим при низкой нагрузке**

В безнаддувном режиме регулирующая заслонка полностью открыта. Поступающий свежий воздух идёт через блок управления регулирующей заслонкой к турбонагнетателю. Хотя турбонагнетатель уже приводится отработанными газами, их энергия настолько мала, что создаётся лишь небольшое давление наддува. Дроссельная заслонка открыта в соответствии с желанием водителя, и во впускном коллекторе создаётся разрежение (см. рисунок 4.17).

### **Компрессор и турбонагнетатель при высокой нагрузке и частоте оборотов 2400 мин<sup>-1</sup>**

В этом диапазоне регулирующая заслонка закрыта или слегка приоткрыта для регулировки давления наддува. Компрессор подключён через магнитную муфту и приводится в действие ремённым приводом.

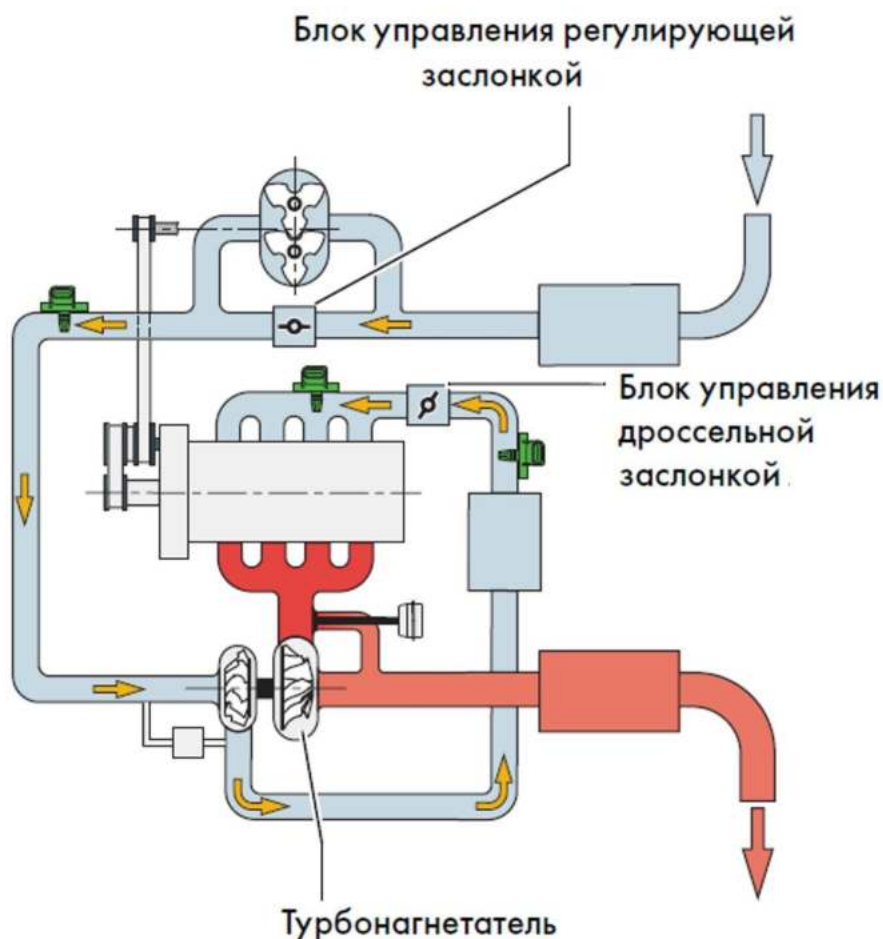


Рисунок 4.17 – Безнаддувный режим при низкой нагрузке

Компрессор всасывает воздух и сжимает его. Сжатый свежий воздух подаётся компрессором к турбонагнетателю. Здесь воздух сжимается дополнительно. Давление наддува компрессора измеряется датчиком давления во впускном коллекторе и меняется блоком управления регулирующей заслонкой. Общее давление наддува измеряется датчиком давления наддува. Дроссельная заслонка полностью открыта. Во впускном коллекторе создаётся давление до 2,5 бар (абсолютное) (см. рисунок 4.18).

#### **Работа турбонагнетателя и компрессора при высокой нагрузке и частоте оборотов от 2400 до 3500 мин<sup>-1</sup>**

В этом диапазоне, например, при постоянной скорости движения, давление наддува создаётся только турбонагнетателем. В случае сильного ускорения турбонагнетатель сработал бы с большим опозданием и не смог бы вовремя создать необходимое давление. Возникла бы турбояма. Во

избежание этого блок управления двигателя кратковременно подключает компрессор и изменяет положение регулирующей заслонки в соответствии с требуемым давлением наддува.

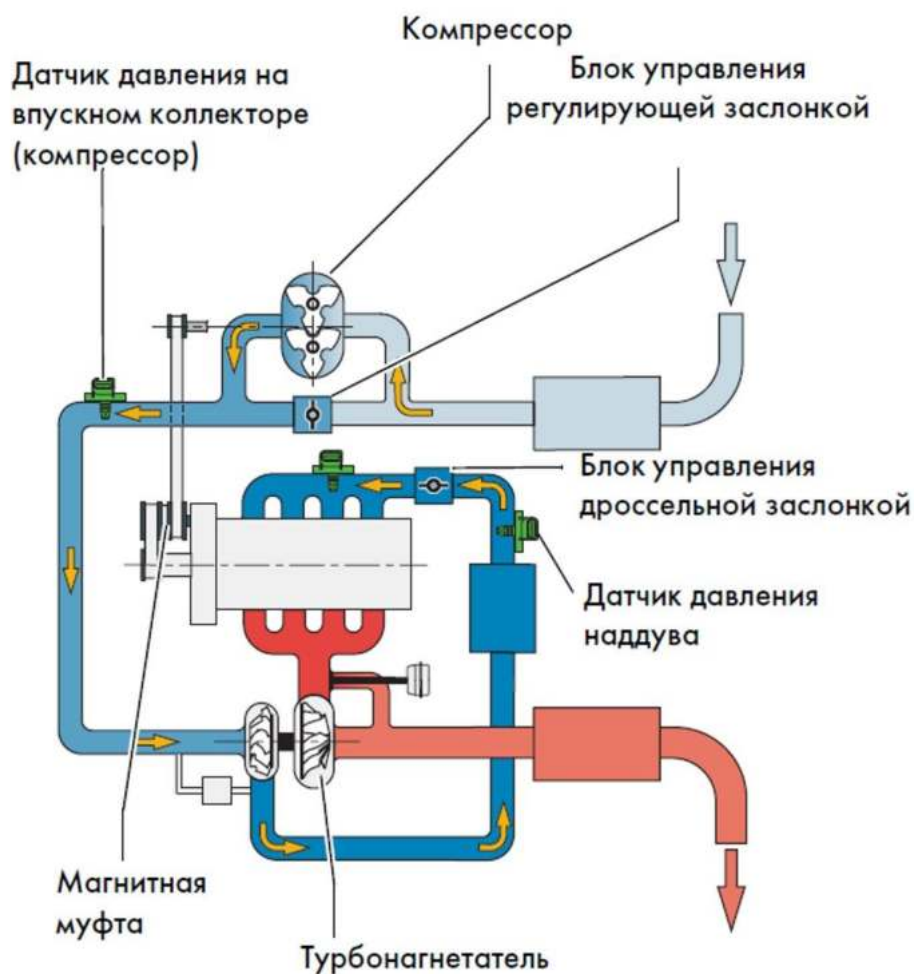


Рисунок 4.18 – Компрессор и турбоагнетатель при высокой нагрузке и частоте оборотов  $2400 \text{ мин}^{-1}$

Таким образом компрессор помогает турбоагнетателю в создании нужного давления наддува (см. рисунок 4.19).

### **Работа с турбоагнетателем**

При частоте оборотов свыше  $3500 \text{ мин}^{-1}$  турбоагнетатель может в одиночку создавать необходимое давление наддува в любой точке нагрузки.

Регулирующая заслонка полностью открыта, и свежий воздух поступает непосредственно к турбоагнетателю. Теперь энергии

отработанных газов при всех условиях будет достаточно, чтобы с помощью турбонагнетателя обеспечить нужное давление наддува.

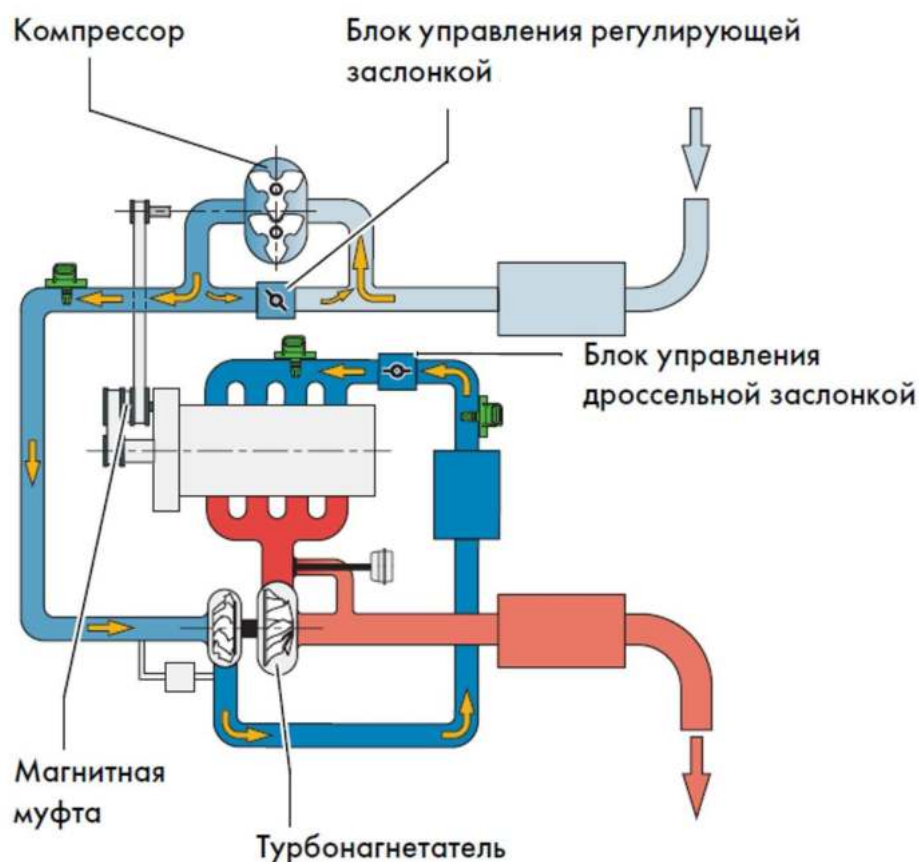


Рисунок 4.19 – Работа турбонагнетателя и компрессора при высокой нагрузке и частоте оборотов от 2400 до 3500 мин<sup>-1</sup>

Дроссельная заслонка полностью открыта. Во впускном коллекторе создаётся давление до 2,0 бар (абсолютное). Давление наддува от турбонагнетателя замеряется с помощью датчика давления наддува и регулируется клапаном ограничения давления наддува (см. рисунок 4.20).

На рисунке 4.21 видно, какой вклад в общий наддув вносит приводной компрессор и какой – турбонагнетатель.

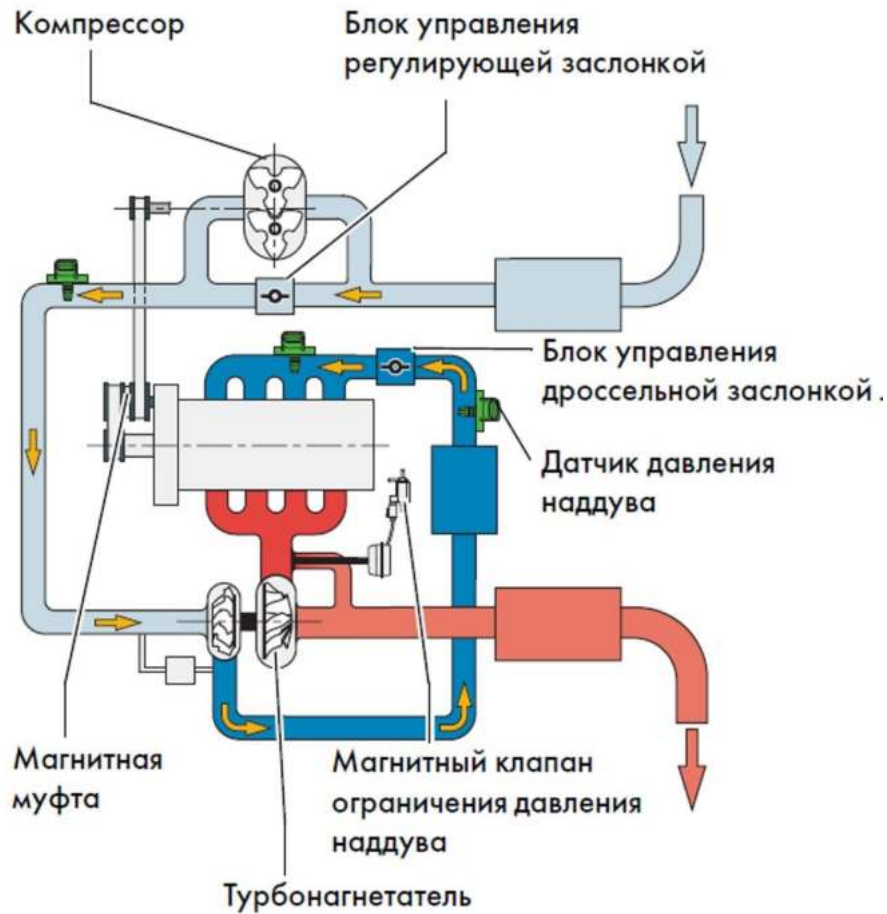


Рисунок 4.20 – Работа с турбонагнетателем

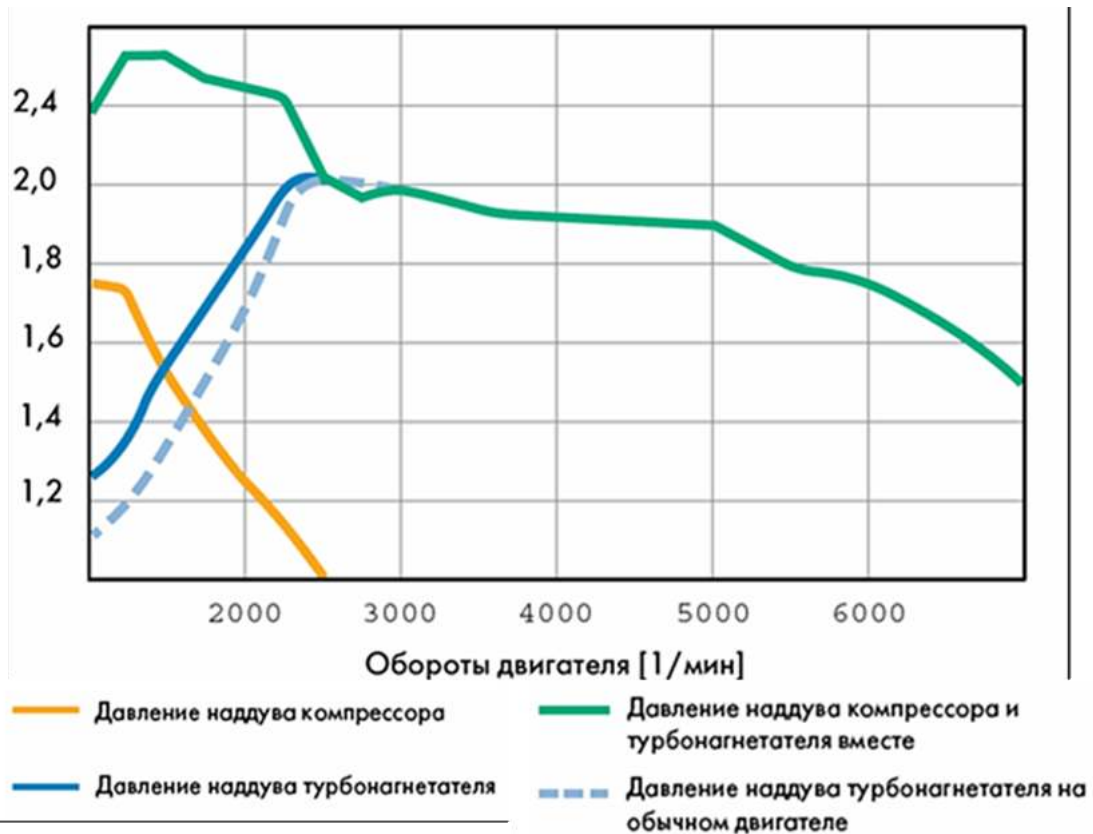
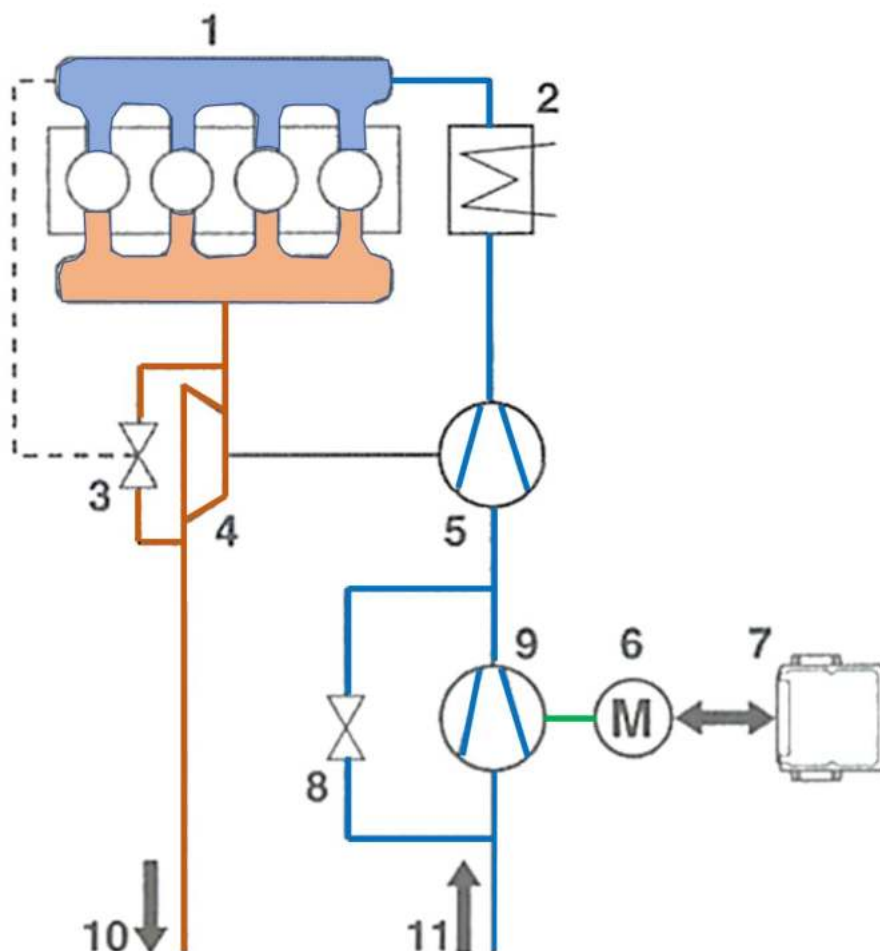


Рисунок 4.21 – Характеристика комбинированного наддува

#### 4.6 Совместная работа компрессора с электроприводом, последовательно соединённого с турбокомпрессором

Ещё одним решением, направленным на реализацию потенциала наддува с использованием отработавших газов и улучшение динамической характеристики турбокомпрессора, является соединение турбокомпрессора, с компрессором с электроприводом («бустером», см. рисунок 4.22).



1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – промежуточный охладитель; 3 – перепускная заслонка турбокомпрессора; 4 – турбина турбокомпрессора; 5 – компрессор турбокомпрессора; 6 – электродвигатель; 7 – электронный блок управления электродвигателем; 8 – перепускная заслонка бустерного компрессора с электроприводом; 9 – бустерный компрессор с электроприводом; 10 – отработавшие газы; 11 – впуск воздуха

Рисунок 4.22 – Совместная работа компрессора с электроприводом, последовательно соединённого с турбокомпрессором

Преимущества такого решения по сравнению с турбокомпрессором, приводимым в действие отработавшими газами с вспомогательным электродвигателем, заключается в том, что оно позволяет расширить эффективный рабочий диапазон системы и даёт возможность установить бустерный компрессор в подходящем месте моторного отсека (в условиях умеренных термомеханических нагрузок).

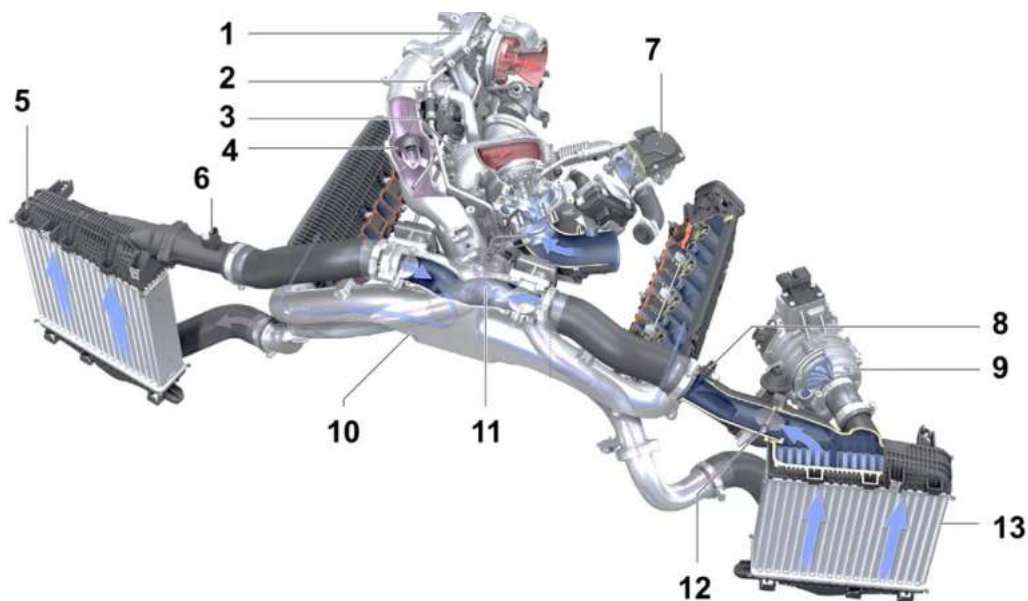
Бустерный компрессор может быть расположен в направлении потока перед турбокомпрессором или после него. Перепускная заслонка позволяет направлять воздух в обход бустерного компрессора, когда его подключение не требуется. И наконец, бустерный компрессор с электроприводом механически соединяется с двигателем через генератор и его приводной ремень; прямое соединение можно исключить при помощи, например, батареи конденсаторов.

Возможным использованием этой системы, в особенности с учётом имеющегося на обычных автомобилях запаса электроэнергии, является использование бустерного компрессора с электроприводом исключительно в переходных режимах и в нижней части диапазона частоты вращения коленчатого вала.

Для эффективной работы системы бустерный компрессор должен обеспечивать повышение давления в 1,3 раза в течение, приблизительно, 0,3 с. С учётом требуемого для этого ускорения вала это означает кратковременный бросок потребляемой мощности (в зависимости от других рабочих условий) до 2-3 кВт. Ввиду того, что напряжение в электрической системе большинства автомобилей составляет 12 В, это требует установки дополнительного дорогостоящего электрооборудования. Таким образом, качество наддува и, следовательно, эффективность этой системы в решающей степени зависят от возможностей электрической системы автомобиля.

В связи с появлением автомобилей, бортовая сеть которых рассчитана на напряжение 48 В (Audi SQ7, Lamborghini Urus и др.) стало возможным

практическое применение нагнетателей с электрическим приводом. Рассмотрим реализацию наддува на автомобиле Audi SQ7.



1 – пассивный турбонагнетатель; 2 – напорный трубопровод между турбонагнетателями; 3 – активный турбонагнетатель; 4 – клапан подключения нагнетателя; 5 – правый промежуточный охладитель; 6 – датчик температуры воздуха на впуске; 7 – модуль рециркуляции наддувочного воздуха; 8 – датчик температуры воздуха на впуске; 9 – нагнетатель с электрическим приводом; 10 – трубопровод наддувочного воздуха; 11 – X-образный распределитель; 12 – перепускной клапан; 13 – левый промежуточный охладитель

Рисунок 4.23 – Устройство системы наддува воздуха Audi SQ7

В X-образном распределителе потоки наддувочного воздуха обоих турбонагнетателей сначала соединяются, чтобы затем разделиться на равные по объёму части и через алюминиевый напорный трубопровод, устремиться к левому и правому промежуточным охладителям.

В системе впуска в левый тракт наддувочного воздуха встроен нагнетатель с электрическим приводом EAV, расположенный на кузове за промежуточным охладителем, но близко к двигателю. Он включается с помощью пневматического перепускного клапана в зависимости от режима

работы двигателя. После воздушных заслонок разделённые потоки наддувочного воздуха снова соединяются в литом алюминиевом трубопроводе спереди на двигателе. Подсоединённый к этому трубопроводу по центру трубопровод рециркуляции отработавших газов с прорезями обеспечивает хорошее смешивание рециркулирующих отработавших газов со свежим воздухом.

Форма трубопровода наддувочного воздуха способствует оптимальному равномерному распределению наддувочного воздуха по впускным трубопроводам, расположенным на внешней стороне головок блока цилиндров. Встроенное управление завихрением посредством отдельной заслонки на каждый цилиндр реализовано на каждом ряду через электрический исполнительный механизм (электродвигатель привода заслонок впускных каналов).

Напорный трубопровод от выхода компрессорной секции активного нагнетателя к валу пассивного турбонагнетателя необходим для герметизации вала. В фазе подготовки к режиму битурбо, когда открывается клапан рециркуляции, кратковременно создаётся разрежение, которое могло бы высосать масло из подшипников вала турбонагнетателя. Поэтому имеющееся давление наддува активного турбонагнетателя используется для того, чтобы в пространстве между обоими манжетными уплотнениями создать давление, которое прижимает эти уплотнения к корпусу и тем самым обеспечивает герметичность.

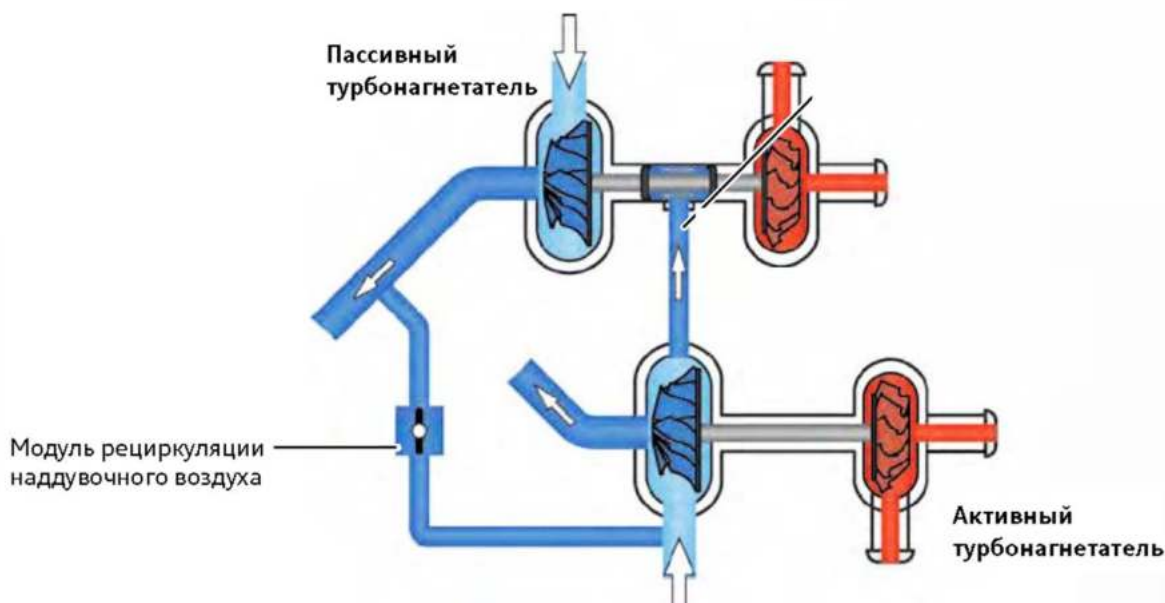


Рисунок 4.24 – Взаимодействие турбонагнетателей

Основные компоненты нагнетателя с электрическим приводом (EAV) – это нагнетатель и электродвигатель, размещённые в общем корпусе. На нём находится электронный блок в собственном корпусе.

Разность между фактическим и рассчитанным динамическим номинальным давлением наддува составляет разницу давлений наддува, которую должен компенсировать нагнетатель с электрическим приводом. Если превышено определённое пороговое значение, активируется нагнетатель с электрическим приводом. Далее происходит взаимодействие между моделью давления наддува для двигателя и формированием номинальной величины в нагнетателе с электрическим приводом

Таблица 4.1 – Характеристики нагнетателя с электрическим приводом

Наименование параметра	Численное значение
Мощность электродвигателя	7 кВт
Максимальная частота вращения нагнетателя	70 000 об/мин
Максимальное время разгона	250 мс

- 1 – канал жидкостного охлаждения
- 2 – статор
- 3 – колесо компрессора
- 4 – электронный модуль управления
- 5 – ротор

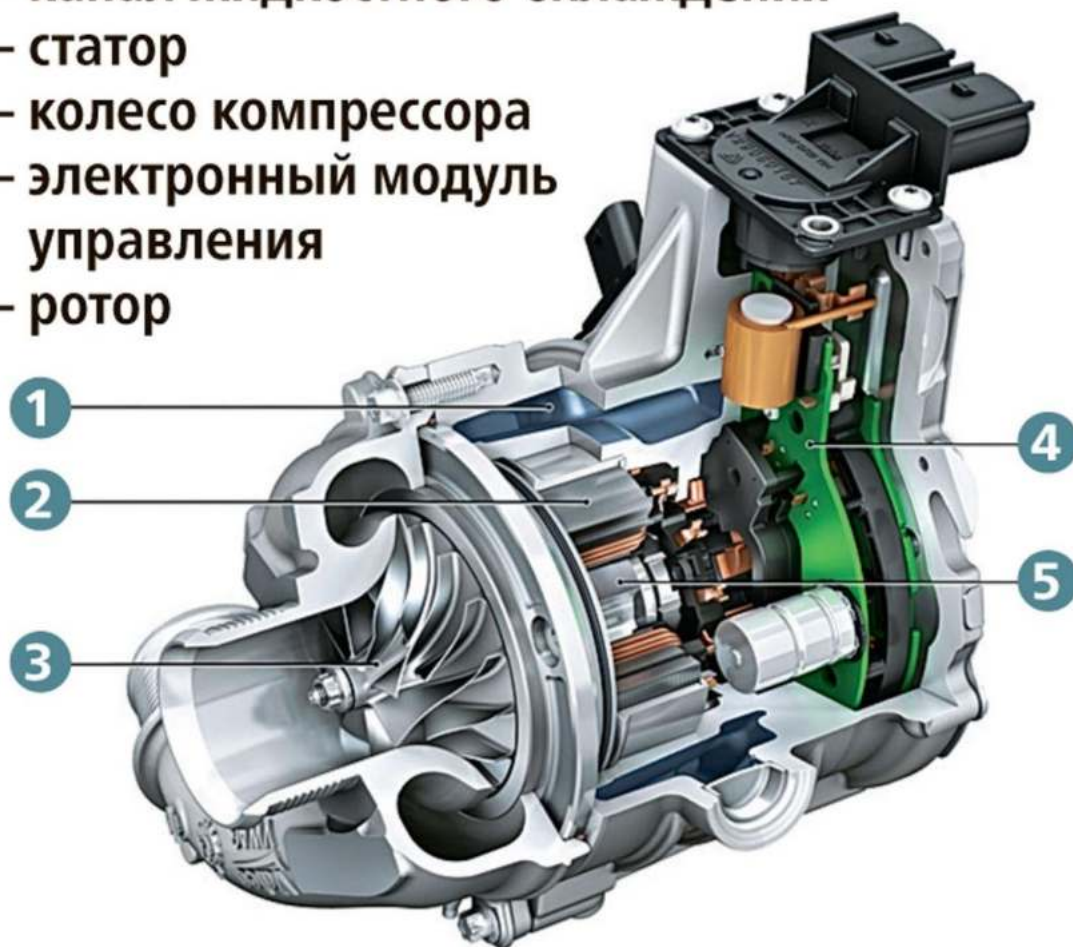


Рисунок 4.25 – Устройство электрического нагнетателя

В этом случае применение нагнетателя с электрическим приводом дополнительно даёт прирост к затрачиваемой на разгон автомобиля мощности, реализуемой в результате работы турбинной и компрессорной секций активного турбонагнетателя. Как только стационарное номинальное давление наддува для соответствующего режима работы двигателя достигается, нагнетатель с электрическим приводом снова отключается. Он продолжает работать в режиме ожидания примерно на 5000 об/мин и остаётся в состоянии готовности.

Для снижения шума нагнетатель с электрическим приводом выполнен в закрытом корпусе

Из-за высокой частоты вращения нагнетатель с электрическим приводом нуждается в дополнительном охлаждении. Для этого он включён

в контур системы охлаждения двигателя и имеет соответствующие штуцеры охлаждающей жидкости. Кроме разъёмов для бортовой сети 48 В, нагнетатель с электрическим приводом имеет ещё один электрический разъём, через который блок управления нагнетателя с электроприводом обменивается данными с блоком управления двигателя.

На рисунке 4.26 показан пример разгона с поддержкой и без поддержки со стороны нагнетателя с электрическим приводом (EAV).

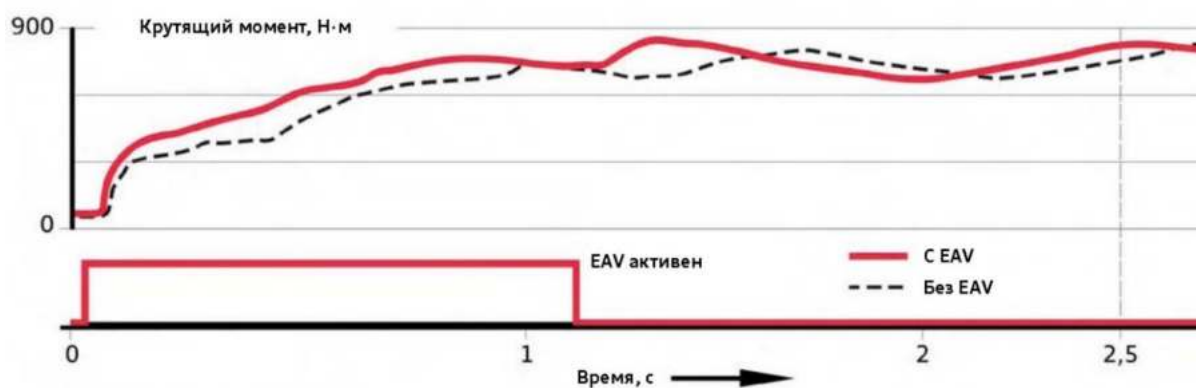
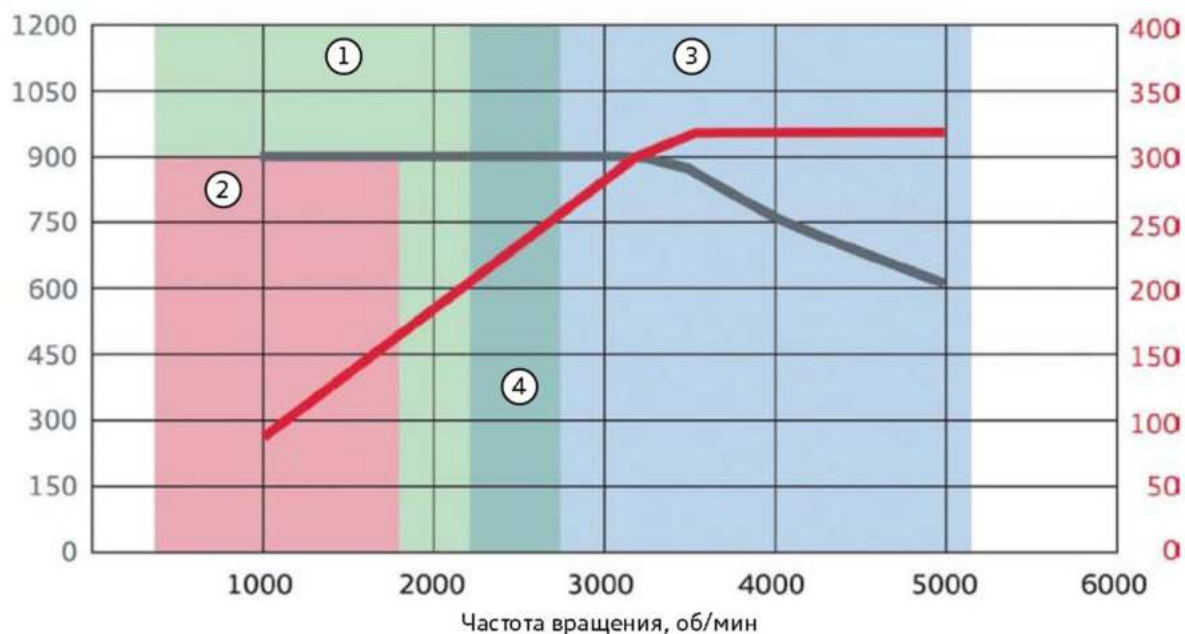


Рисунок 4.26 – Разгон с поддержкой и без поддержки электронагнетателя

Для реализации переключаемой схемы подключения активного и пассивного турбонагнетателей отработавшие газы подаются от обоих выпускных клапанов каждого отдельного цилиндра к обеим турбинам двумя отдельными потоками (активным и пассивным).

Это последовательное разделение потоков отработавших газов на два узла на каждом ряду цилиндров обеспечивает полную тепловую развязку активного и пассивного потоков отработавших газов, причём через активный турбонагнетатель поток идёт постоянно. Поток через пассивный турбонагнетатель идёт при оборотах двигателя выше 2700 об/мин. Каждый ряд цилиндров имеет по два отлитых из стали выпускных коллектора с комбинированной изоляцией.



- ① Режим монотурбо
  - ② Диапазон временного подключения EAV
  - ③ Режим битурбо
  - ④ Переходная область переключения
- Мощность, кВт
- Крутящий момент, Н·м

Рисунок 4.27 – Внешняя скоростная характеристика Audi SQ7

### Режим монотурбо с нагнетателем с электрическим приводом

Нагнетатель с электрическим приводом к началу ускорения активен и поддерживает разгон автомобиля. Двигатель работает в режиме монотурбо. Соответствующим потоком в коллекторе приводится только активный турбонагнетатель. При этом массовый поток воздуха, непосредственно увеличиваемый нагнетателем с электрическим приводом, способствует значительному увеличению цикловой подачи топлива при полной нагрузке в сравнении с режимом без этого нагнетателя при том же коэффициенте избытка воздуха.

Благодаря этому не только сразу увеличивается момент двигателя, но и заметно ускоряется разгон активного турбонагнетателя за счёт повышенной тепловой энергии отработавших газов.

Максимальное давление наддува достигается на секунду раньше, а фактический крутящий момент двигателя ощутимо возрастает, начиная с оборотов холостого хода.

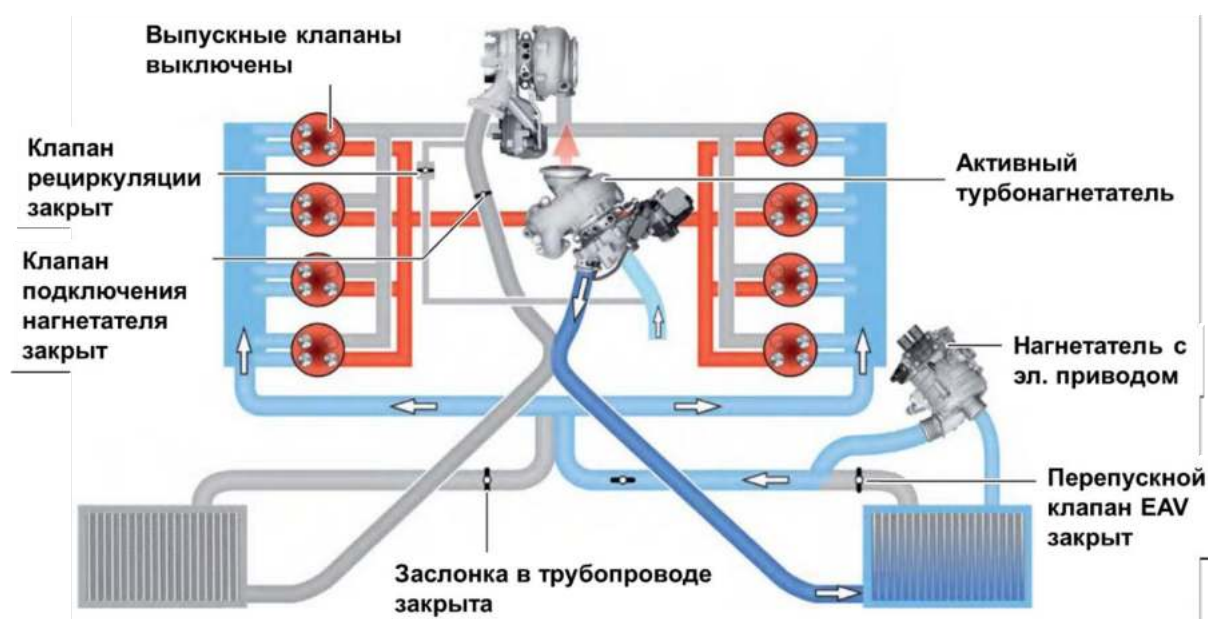


Рисунок 4.28 – Режим монотурбо с нагнетателем с электрическим приводом

### **Режим монотурбо**

Как только активный турбонагнетатель реализует свою полную производительность, нагнетатель с электрическим приводом (EAV) отключается. Двигатель продолжает работать в режиме монотурбо и с помощью высокодинамичного активного турбонагнетателя может полностью использовать преимущества переключаемого наддува.

### **Режим монотурбо в фазе подготовки к режиму битурбо**

Чтобы при высоких оборотах двигателя можно было использовать весь потенциал мощности, двигатель в переходном режиме переключения турбонагнетателей, начиная примерно с 2200 об/мин, подготавливается к подключению пассивного турбонагнетателя. Путём пошагового открытия отдельных выпускных клапанов (по порядку работы цилиндров), приводящих к возникновению потока газов в коллекторах пассивного

турбонагнетателя, он разгоняется без резкого снижения мощности для привода активного турбонагнетателя.

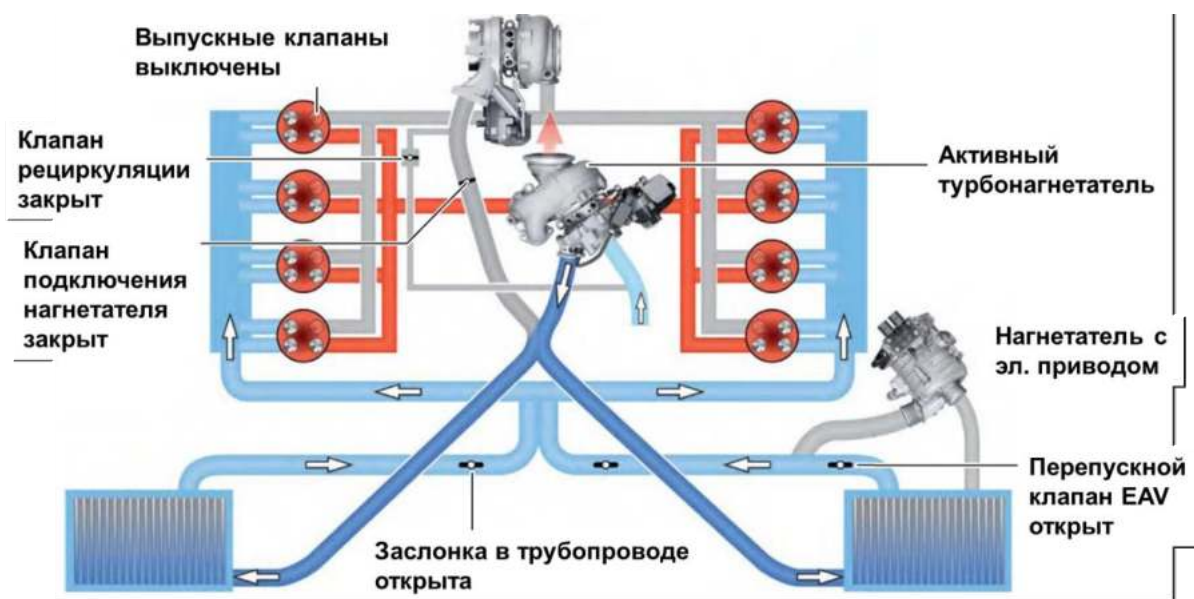


Рисунок 4.29 – Режим монотурбо

Это происходит при открытом клапане рециркуляции. Пошаговое открытие выпускных клапанов осуществляется таким образом, что сначала подключается один клапан, а затем второй. Остальные 6 выпускных клапанов подключаются одновременно и активируются в соответствии с порядком работы цилиндров.

### Режим битурбо

Когда из-за открытия оставшихся переключаемых выпускных клапанов происходит переключение в режим битурбо, клапан рециркуляции закрывается, пассивный турбонагнетатель может создавать давление наддува и этим давлением открывает подпружиненный клапан подключения нагнетателя.

Начиная примерно с 2700 об/мин двигатель работает в режиме битурбо и может с помощью обоих активных выпускных клапанов оптимально использовать высокую степень наддува даже при высоких оборотах двигателя.

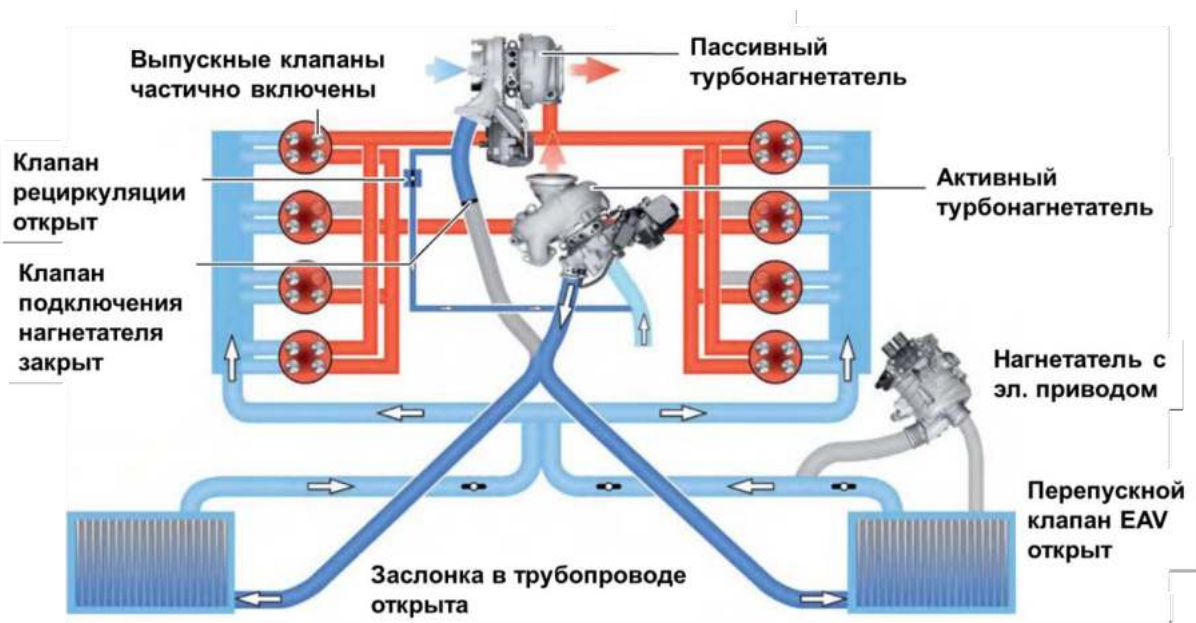


Рисунок 4.30 – Режим монотурбо в фазе подготовки к режиму битурбо

При 3750 об/мин двигатель достигает своей номинальной мощности 320 кВт, от которой он раскручивается до 5000 об/мин со спортивной отдачей мощности. Максимальное давление наддува 3,4 бар достигается уже при 1500 об/мин. Максимальный крутящий момент двигателя 900 Н·м создаётся при динамичном разгоне с полной нагрузкой начиная примерно с 1500 об/мин; стационарно максимальный крутящий момент двигателя достигается уже при 1000 об/мин.

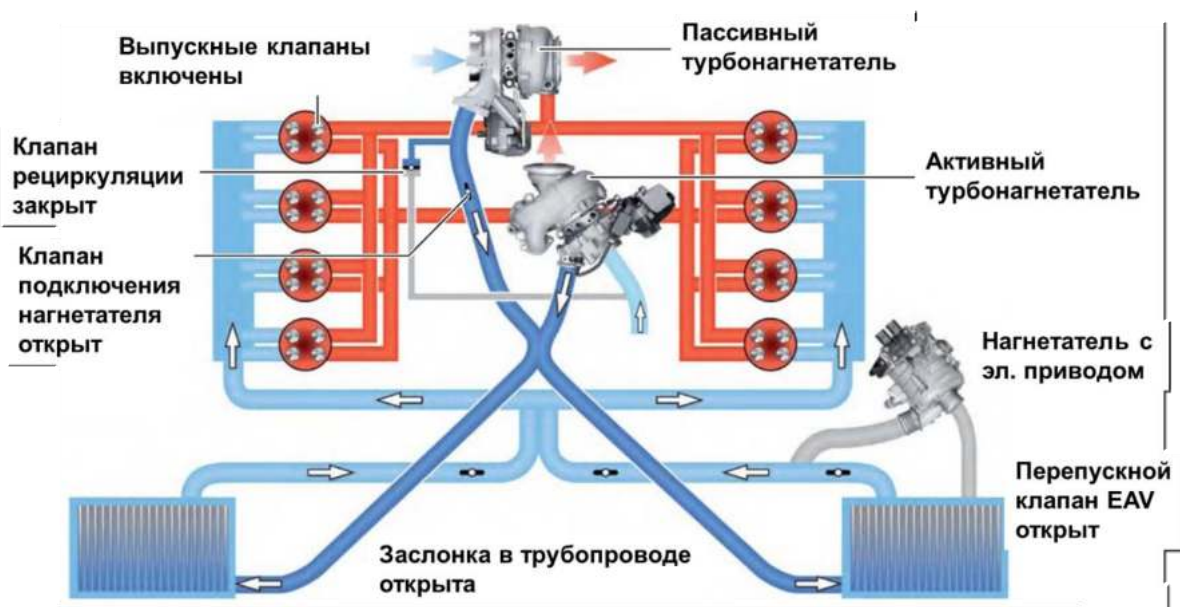


Рисунок 4.31 – Режим битурбо

## 4.7 Тройной и четверной турбонаддув

Тройной турбонаддув – система параллельной, последовательной и поэтапной работы трёх турбокомпрессоров: двух небольших с изменяемой геометрией (VTG), подключённых параллельно, и одного большого, подключённого последовательно с двумя маленькими.

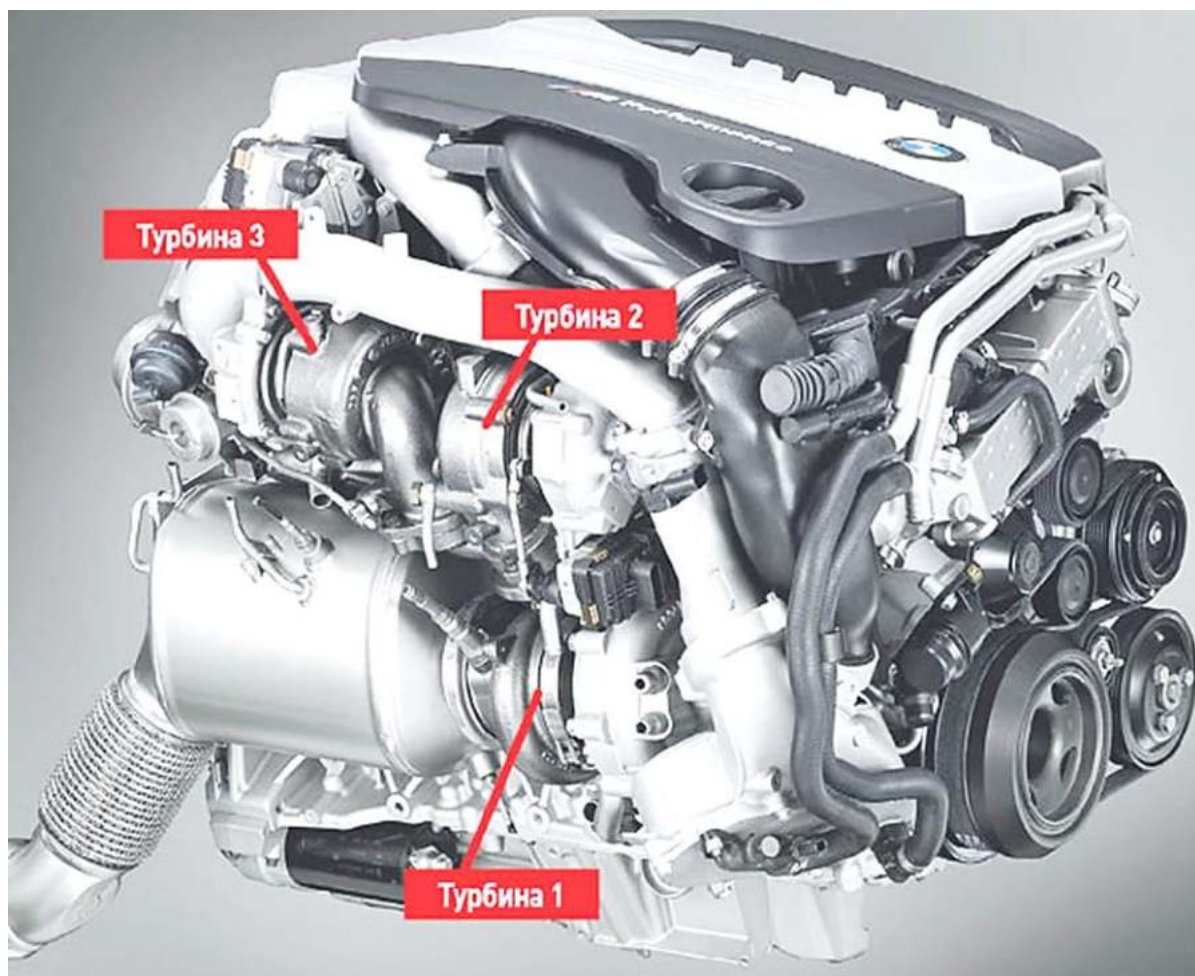


Рисунок 4.32 – Тройной турбонаддув

Работает система тройного наддува следующим образом:

1) На низких оборотах, примерно до 1500 об/мин, весь поток отработавших газов направляется на одну из малых турбин (на схеме правая). Благодаря своему размеру она очень быстро набирает обороты и обеспечивает стартовый наддув двигателя. Вторая малая турбина (слева) в этот момент специальной заслонкой отрезана от выпускного коллектора и бездействует.

2) С 1500 об/мин большой турбокомпрессор, немного разогнавшись, начинает вносить свой вклад, обеспечивая предварительное сжатие воздуха, поступающего на вход пока ещё в одиночку работающего малого турбокомпрессора. Давление наддува продолжает расти, а вместе с ним и развиваемый двигателем крутящий момент, который в 2000 об/мин достигает 740 Н·м.

3) Примерно к 2500 об/мин поток отработавших газов становится слишком большим для одной маленькой турбины, а её компрессор приближается к пределу своей производительности. В работу вступает второй малый турбокомпрессор (на схеме левый) за счёт открытия специальной заслонки в выпускном коллекторе. Ввод второго малого турбокомпрессора в работу позволяет разгрузить турбину первого и удвоить производительность второй ступени наддува (первой ступенью является большой турбокомпрессор).

**Поэтапная последовательно-параллельная схема работы трёх турбокомпрессоров (sequential serial-parallel Tri-Turbo system)**

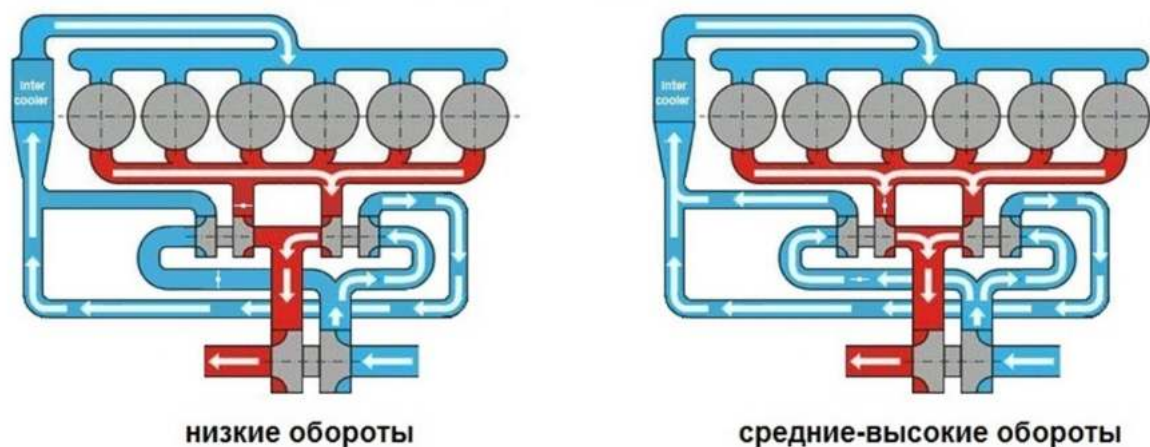


Рисунок 4.33 – Схема работы тройного турбонаддува

В 2016 году компания BMW разработала четверной турбонаддув. Изменения в конфигурации ДВС вполне предсказуемы: вместо одной турбины низкого давления использовано сразу две. По расчётам специалистов, это должно не только повысить мощность, но и позволить снизить расход топлива примерно на пять процентов.

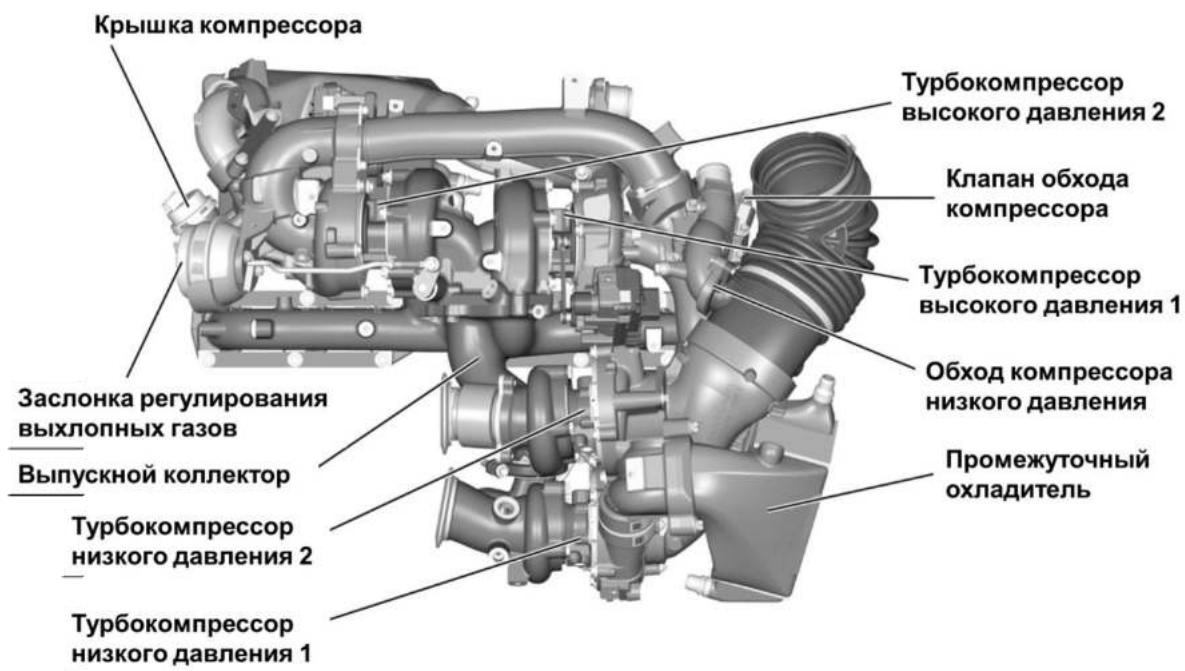


Рисунок 4.34 – Четверной турбонаддув

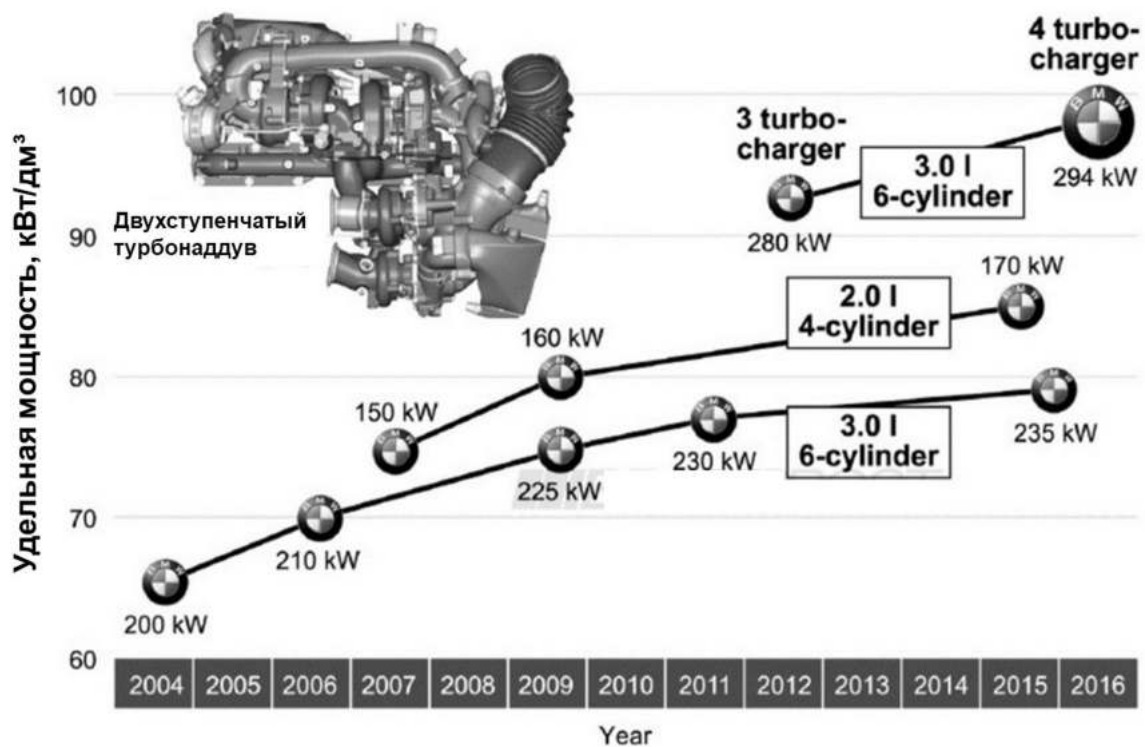


Рисунок 4.35 – Развитие турбонаддува на автомобилях BMW

#### 4.8 Контрольные вопросы

1. Назовите причины внедрения комбинированного и многоступенчатого наддува
2. Каковы области применения параллельного турбонаддува?
3. Перечислите достоинства и недостатки параллельного турбонаддува
4. Охарактеризуйте работу параллельного турбонаддува на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания
5. Каковы области применения последовательного турбонаддува?
6. Перечислите достоинства и недостатки последовательного турбонаддува
7. Охарактеризуйте работу последовательного турбонаддува на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания
8. Каковы особенности двухступенчатого регулируемого турбонаддува?
9. Для чего в двухступенчатом турбонаддуве используются нагнетатели разного размера (производительности)?
10. Охарактеризуйте работу двухступенчатого турбонаддува на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания
11. Каковы области применения комбинированного турбонаддува?
12. Перечислите достоинства и недостатки комбинированного турбонаддува
13. Охарактеризуйте работу комбинированного турбонаддува на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания
14. Каковы особенности наддува с применением электромагнетателя?
15. Охарактеризуйте работу наддува с применением электромагнетателя на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания

16. Какие датчики используются для регулирования давления наддува?

17. Каковы особенности тройного и четверного турбонаддува

18. Охарактеризуйте работу тройного турбонаддува на малых средних и высоких оборотах двигателя внутреннего сгорания

19. Каковы, на Ваш взгляд, дальнейшие перспективы в области наддува автомобильных двигателей внутреннего сгорания?

20. Какие факторы сдерживают широкое применение нагнетателей с электрическим приводом?

## **5 Форсирование автомобильных ДВС применением наддува**

Существует три способа, чтобы получить транспортное средство с наддувным двигателем;

- покупка автомобиля с нагнетателем;
- покупка набора (кита) сторонней фирмы, разработанного для данного автомобиля;
- постройка собственной системы наддува.

### **5.1 Установка турбо-кита**

Для того чтобы увеличить мощность серийного двигателя, можно произвести установку комплекта оборудования (кита) (рисунки 5.1 и 5.2), обеспечивающего подачу в камеры сгорания двигателя большего количества воздуха. В результате топлива сгорает больше, и мощность двигателя возрастает в несколько раз.

Установка механических нагнетателей является одним из направлений тюнинга автомобилей.

В силу своей конструкции нагнетатели Roots и Lysholm применяются для обеспечения высокой разгонной динамики, центробежные нагнетатели эффективны в поддержании высоких скоростей (см. рисунок 5.3).

При повседневной езде расход топлива автомобиля с установленным китом не сильно отличается от тех, которые не оснащены вышеуказанной системой. Но при скоростной езде топливо расходуется более интенсивно.



Рисунок 5.1 – Комплект оборудования для установки винтового компрессора (супер-кит)



Рисунок 5.2 – Комплект для оснащения автомобиля турбокомпрессором (турбо-кит)

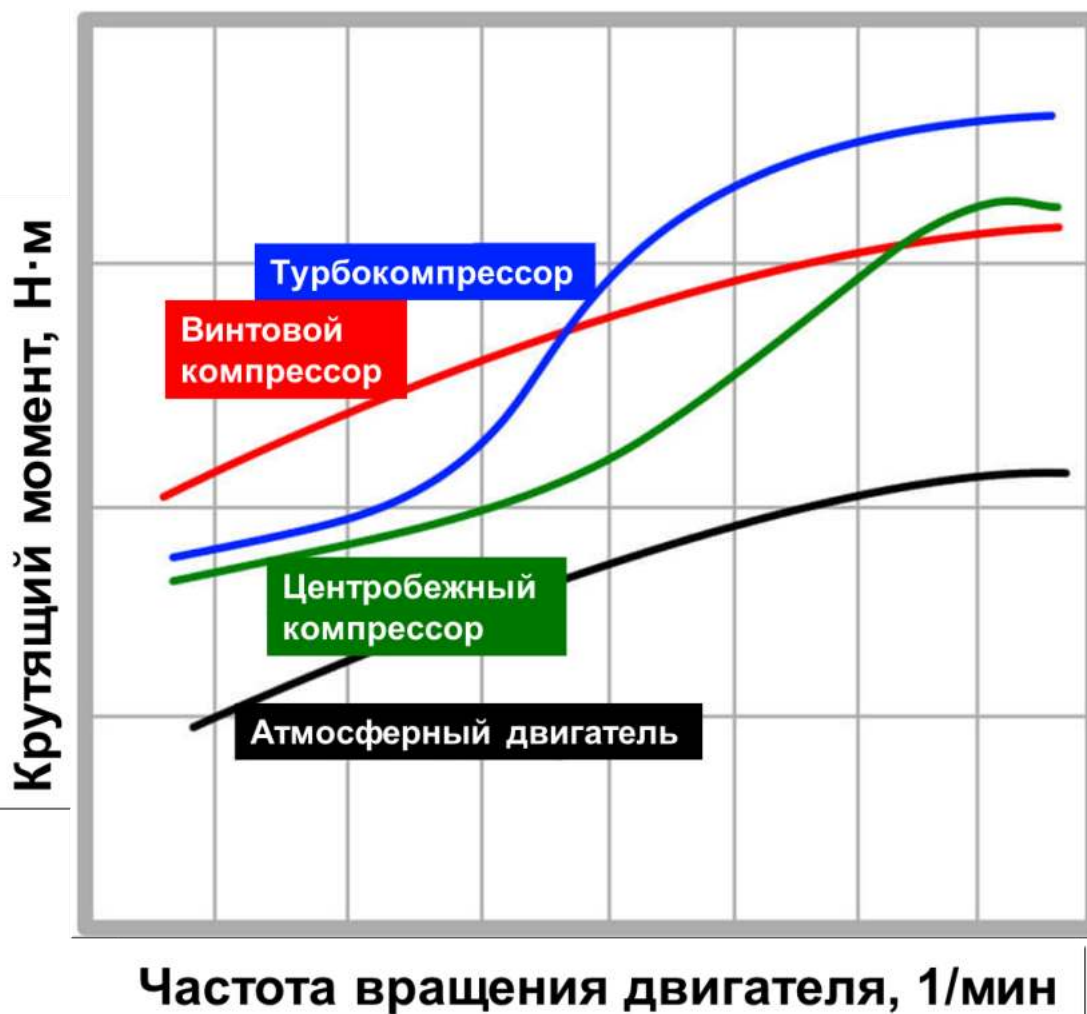


Рисунок 5.3 – Сравнительная характеристика нагнетателей разного типа

Турбокомпрессор – одна из деталей двигателя, напрямую влияющая на его мощность. Соединённый с турбиной с помощью жёсткого вала, или оси, турбокомпрессор, засасывая воздух через фильтр, подаёт его в сжатом виде непосредственно в двигатель. От объёма воздуха, поступающего в цилиндры двигателя внутреннего сгорания, зависит объём сжигаемого топлива, а значит, и мощность мотора.

Турбо-кит состоит из:

- турбокомпрессора, откуда воздух под давлением через впускной клапан поступает в мотор;
- выпускного коллектора или разнообразных проставок необходимых для присоединения турбины к двигателю автомобиля.

Коллекторы выполняются из чугуна (путём литья) или из нержавеющей жаропрочной стали путём аргоновой сварки;

– интеркулера – устройства (похожего на радиатор), которое устанавливается между турбиной и впускным коллектором и предназначено для охлаждения, поступающего в двигатель воздуха. По принципу работы интеркулеры бывают «воздух-воздух» и «воздух-вода». Необходимость охлаждения воздуха после турбины связано с тем, что холодный воздух имеет большую плотность и его больше попадает в двигатель, соответственно можно больше сжечь топлива.

– вейстгейта (wastegate) – перепускного клапана, который стравливает лишнее давление выхлопных газов до турбины. Вейстгейты бывают с различными диаметрами проходного сечения (38 – 60 мм) и стравливают газы в атмосферу либо в выпускную систему после турбины.

– клапана BLOW-OFF, который устанавливается между турбиной и впускным трубопроводом и стравливает лишнее давление воздуха при переключении передач (при закрытой дроссельной заслонке) (см. рисунок 5.4). Сброс давления может осуществляться в атмосферу с характерным звуком.



Рисунок 5.4 – Клапан блоу-офф

– системы управления. Устанавливается для управления подачей топлива (длительностью открытия форсунок) и картой зажигания. Существуют системы управления (АБИТ и др.) которые можно настраивать под конкретный автомобиль.

Если владелец автомобиля желает установить турбо-кит, он должен знать некоторые подробности. На автомобилях, оснащённых автоматической коробкой переключения передач, турбину большой мощности устанавливать нежелательно, иначе может произойти сбой электронной системы управления.

Перед установкой турбо-кита, нужно провести предварительную подготовку: заменить или обработать поршни таким образом, чтобы степень сжатия двигателя снизилась, а также заменить форсунки более производительными и установить программируемую систему управления двигателем. Система турбо-кит нуждается в особом внимании и уходе, например, необходимо регулярно проводить замену масла. Итак, установка турбо-кита даёт возможность значительного увеличения мощности двигателя автомобиля без снижения его ресурса.

## **5.2 Постройка системы турбонаддува**

Если максимальная эффективность приходится на первую треть диапазона оборотов двигателя, эффективность на максимальных оборотах и в близких к тому режимах будет настолько низкой, что температура воздуха на впуске будет слишком высокой. В другом крайнем случае, если максимальная эффективность системы достигается ближе к предельным оборотам двигателя, температура на средних оборотах вполне способна выйти за разумные пределы. Где-то в середине диапазона оборотов двигателя находится наилучшее место, чтобы расположить там точку максимальной эффективности компрессора (см. рисунок 5.5).

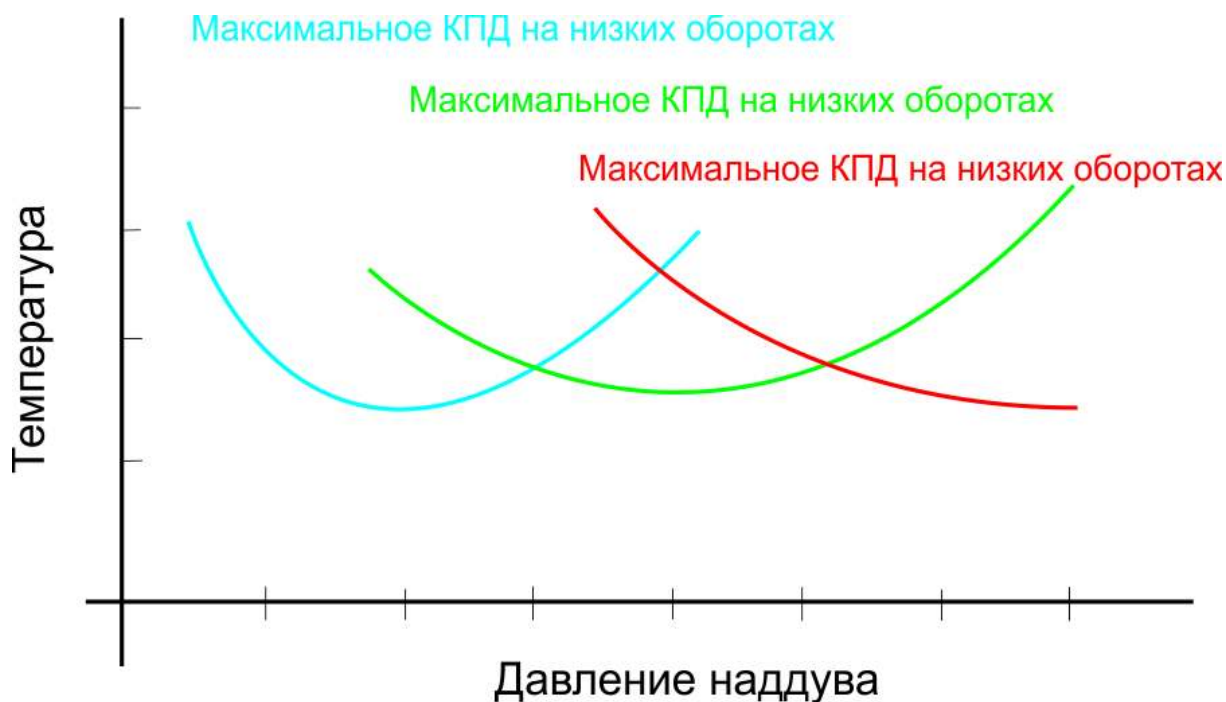


Рисунок 5.5 – Зависимость температуры воздуха на выпуске от размеров нагнетателя

Большие или малые размеры компрессора не оказывают критического влияния на инерционность турбоагнетателя или на порог наддува. Рабочее колесо компрессора – самая лёгкая вращающаяся часть турбоагнетателя, следовательно, его вклад в полную инерцию вращающегося ротора довольно низок. Порог наддува – главным образом функция скорости турбоагнетателя, которая управляется турбиной.

Задача ротора турбины — осуществлять привод колеса компрессора, при этом он должен раскручивать его до достаточных оборотов, чтобы он мог обеспечить требуемый расход воздуха при заданном давлении наддува. Небольшая турбина будет вращаться быстрее, чем большая при той же энергии выхлопных газов. Однако меньшая турбина является большим сужением на пути потока этих газов, что приводит к образованию обратного давления между турбиной и камерой сгорания.

Обратное давление – нежелательный побочный эффект турбоагнетателя, и нужно иметь это в виду. В действительности, при

выборе турбины нужно ориентироваться на обороты, достаточные для обеспечения желаемой реакции и давления наддува, воздерживаясь от минимизации обратного давления.

Эффективность (КПД) колеса компрессора — это показатель того, как хорошо колесо компрессора может сжимать воздух, не нагревая его в большей степени, чем диктуют законы термодинамики. Термодинамика говорит, что температура воздуха должна увеличиваться пропорционально степени повышения давления. Такое увеличение температуры наблюдалось бы в идеальных условиях. Однако фактически температура всегда выше, чем в термодинамических расчётах. Измеренное увеличение температуры, конечно, является фактической температурой.

Эффективность (к. п. д.) – расчётное увеличение температуры, разделённое на её фактическое увеличение. По сути, эффективность — мера термодинамического совершенства компрессора.

Центробежные турбокомпрессоры имеют максимальный к. п. д. порядка 70%. Выбор размера колеса компрессора становится, главным образом, вопросом того, где достигает максимума эффективность турбокомпрессора относительно характеристик расхода системы двигатель/турбина.

На рисунке 5.6 показано влияние эффективности компрессора на температуру впускного воздуха.

В конечном счёте, мощность, полученная от использования турбонаддува, зависит от числа молекул воздуха, упакованных в каждый кубический сантиметр объёма. Это называется плотностью воздушного заряда. При прохождении через систему турбонаддува плотность немного изменяется. Когда воздушные молекулы принудительно «утрамбовываются» в нагнетателе до некоторой степени сжатия, плотность не увеличивается на то же самое значение, потому что при сжатии увеличивается температура, и воздух расширяется обратно в прямой зависимости оттого, насколько он нагрет.

## Эффективность компрессора ( $E_c$ )

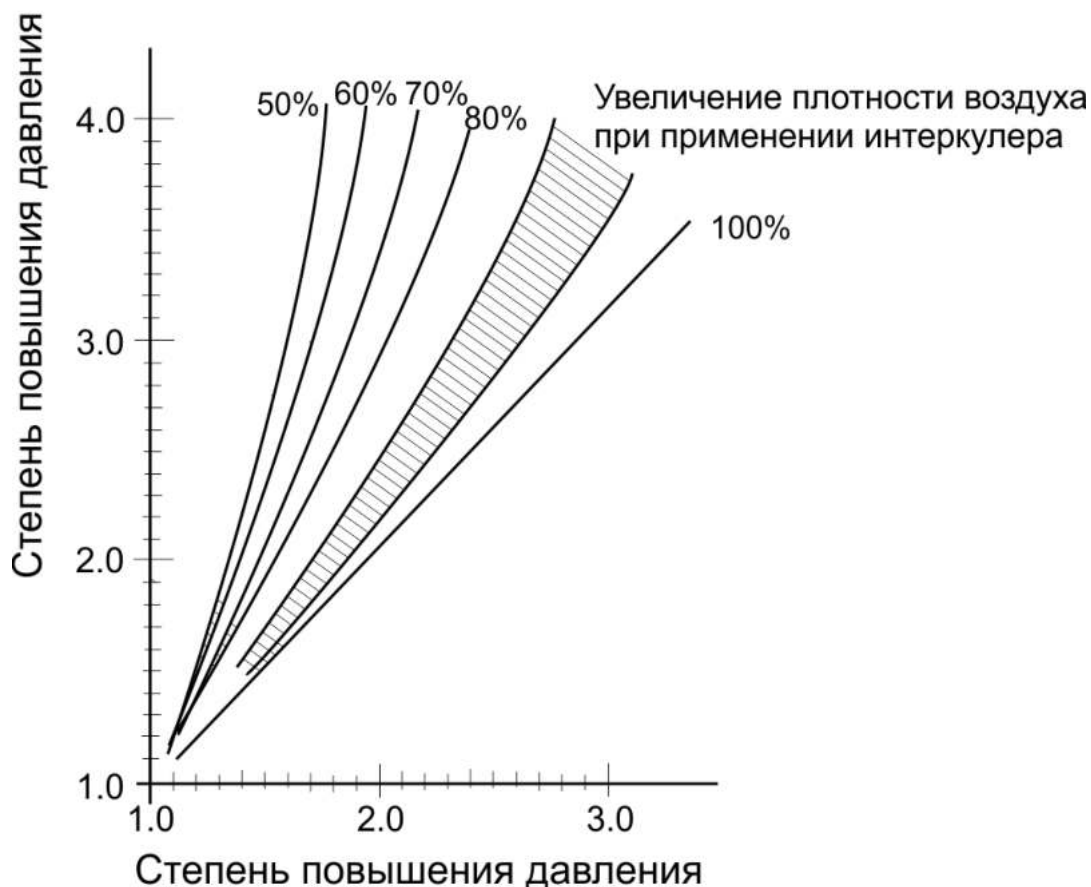


Рисунок 5.6 – Зависимость эффективности компрессора от степени повышения давления

Хотя воздушный заряд после сжатия окажется более плотным, его плотность будет всегда меньше, чем степень повышения давления. Усилия разработчиков, направленные на использование эффективных компрессоров и промежуточных охладителей, позволяют относительной плотности все ближе и ближе приблизиться к значению степени сжатия, но полное совпадение величин никогда не достигается.

При установлении турбоагнетателя необходимо, взамен выпускного коллектора, установить другой, с фланцем для крепежа турбины (и внешним клапаном сброса избыточного давления), затем на него вешается турбоагнетатель и соединяется вход с выпускной системой (изменённой штатной или полностью новой).

Нагнетательный вход присоединяется к воздушному фильтру (желательно тоже заменить на фильтр нулевого сопротивления), а выход, через который воздух под давлением в мотор, к интеркулеру (промежуточный охладитель воздуха). Именно из интеркулера охлажденный воздух попадает к дроссельной заслонке.

После такого тюнинга получают 30% – 40 % прибавки в мощности авто.

Если устанавливается турбина с высокой степенью давления наддува, то необходимо уменьшить степень сжатия, например, заменой поршневой группы на кованую или установкой многослойной прокладки под головку блока цилиндров.

Монтаж турбины занимает намного больше времени, чем компрессора, и зачастую требует дополнительных вложений.

Интеркулер предназначается для того, чтобы в летнее время года объем воздуха, попадающего в впускной коллектор, по объёму равнялся количеству воздуха, необходимого для образования воздушно-топливной смеси. Сгораемое топливо всецело зависит от процентного состава смеси воздух-топливо и определяет качество выхлопных газов автомобиля. Чем качественнее смесь, тем больше увеличение мощности двигателя автомобиля. Дизельный насос располагает турбокорректором, который отвечает за подачу топлива относительно подаваемого в камеру сгорания воздуха.

Подобная коррекция совершается и в инжекторных системах.

Конечно, одна из замечательных сторон турбонаддува то, что турбонагнетатель может сочетать мощность с "хорошим, серийным" двигателем и давать при этом потрясающие результаты. Некоторые не предполагают, что тщательная подготовка двигателя может не дать результата, соразмерного потраченным усилиям. Делать работу правильно означает подготовку двигателя только до такой степени, которой требуются желаемые рабочие характеристики. Любой двигатель, собранный где

угодно кем угодно (серийно, имеется ввиду) будет успешно противостоять нагрузке от правильно настроенного наддува в 0,35 бара.

Желаемая мощность переводится в величину давления наддува, требуемого для достижения этой мощности. Подготовку двигателя, необходимую для такого давления наддува, можно разделить на несколько общих пунктов.

В достижении желаемой характеристики двигателя, первое решение – степень сжатия. Степень сжатия влияет на большое количество факторов в общей характеристике автомобиля и характеристиках двигателя.

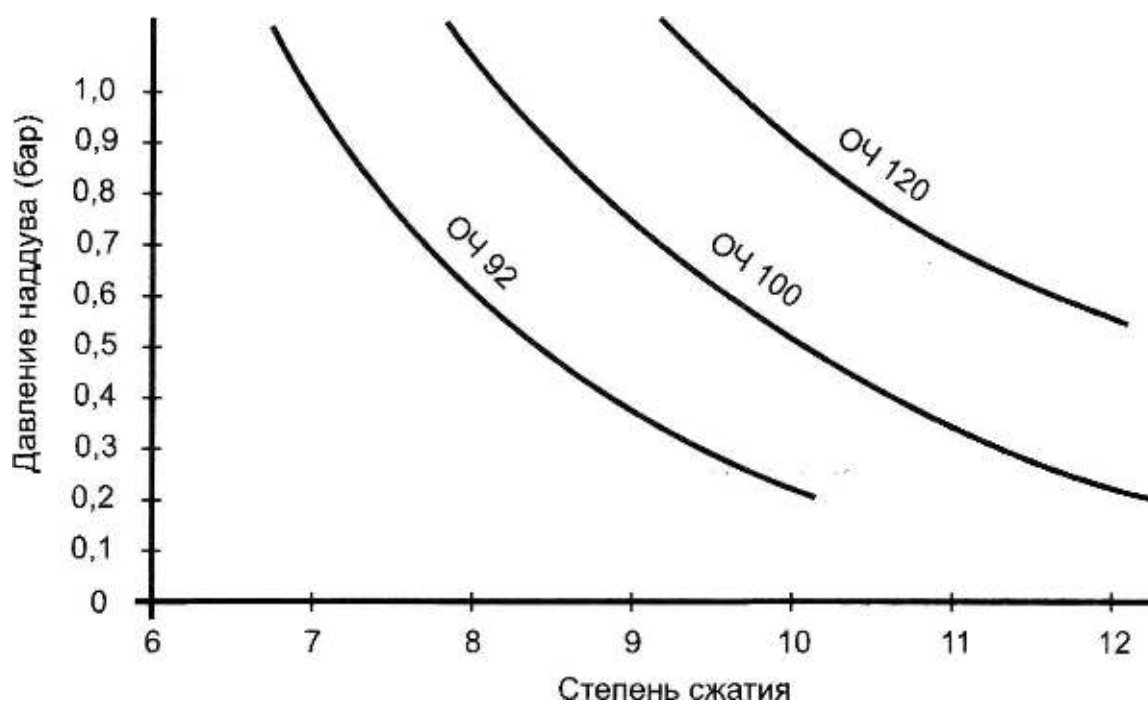


Рисунок 5.6 – Приблизительные допустимые давления наддува для различного числа топлива и различной степени сжатия двигателя

Не будьте поспешными, чтобы понижать степень сжатия только потому, что большинство производителей любит так делать. Правильная степень сжатия для работы определена длинными термодинамическими вычислениями и всесторонними испытаниями. Всё это высокие технологии, но много полезного может быть сделано при некотором опыте и будет подходить для наиболее общих приложений. Два, наиболее влияющих на

степень сжатия, фактора это желаемое давление наддува и эффективность промежуточного охладителя. Октановое число топлива, конечно, играет большую роль, но мы обычно ограничиваемся использованием коммерческого бензина.

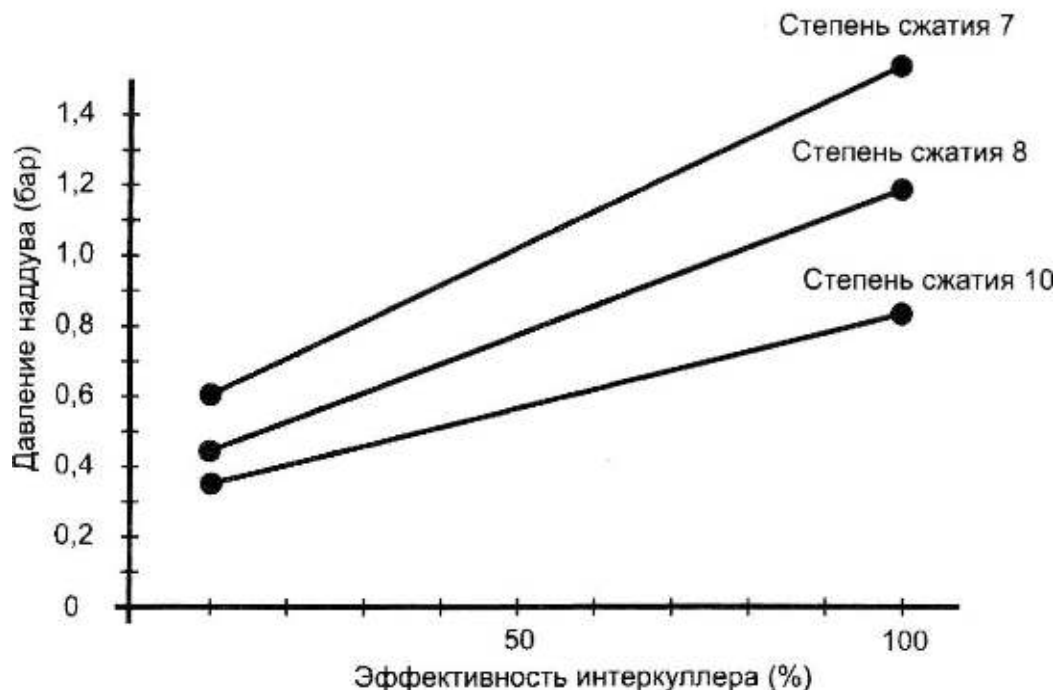


Рисунок 5.7 – Приблизительный график давления наддува как функции степени сжатия и К.П.Д. промежуточного охладителя.

### 5.3 Контрольные вопросы

1. Что называют турбо-китом? Какова его типовая комплектация?
2. Опишите последовательность установки турбо-кита
3. Какие факторы необходимо учитывать при подборе турбонагнетателя?
4. Опишите зависимость между октановым числом и давлением наддува
5. Каково влияние интеркулера на эффективность турбонаддува?
6. Для чего при установке турбокомпрессора изменяют угол опережения зажигания, производительность бензонасоса?

## 6 Расчёт эффективности установки турбокомпрессора

Для заданного двигателя (см. приложение А) необходимо:

1. Построить графики эффективной мощности двигателя и эффективного крутящего момента
2. Рассчитать возможное давление наддува и соответствующее увеличение мощности двигателя
3. Подобрать турбокомпрессор и перестроить графики мощности и крутящего момента
4. Рассчитать прирост мощности двигателя и определить эффективность установки турбокомпрессора

### 6.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания

Для построения графиков эффективного крутящего момента и эффективной мощности двигателя от частоты вращения используются следующие формулы

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_e} \cdot \left( 1 + \frac{n_x}{n_e} - \left( \frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right); \quad (6.1)$$

$$M_{ex} = 30000 \cdot \frac{N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \quad (6.2)$$

где  $N_e$  – максимальная мощность двигателя, кВт;

$n_x$  – задаваемая частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_e$  – максимальная частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

Диапазон частоты вращения двигателя начиная с оборотов холостого хода и заканчивая максимальными оборотами разбивается на ряд интервалов с шагом  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчёта заносят в таблицу по форме таблицы 6.1. На основании данных таблицы строятся внешние скоростные характеристики как показано на рисунке 6.1.

Таблица 6.1 – Внешняя скоростная характеристика

Параметры	$n_1=1000$ мин <sup>-1</sup>	$n_2=2000$ мин <sup>-1</sup>	$n_3=3000$ мин <sup>-1</sup>	$n_4=4000$ мин <sup>-1</sup>	$n_5=5000$ мин <sup>-1</sup>	$n_6=6000$ мин <sup>-1</sup>
$N_{ex}$ , кВт						
$M_{ex}$ , Н·м						

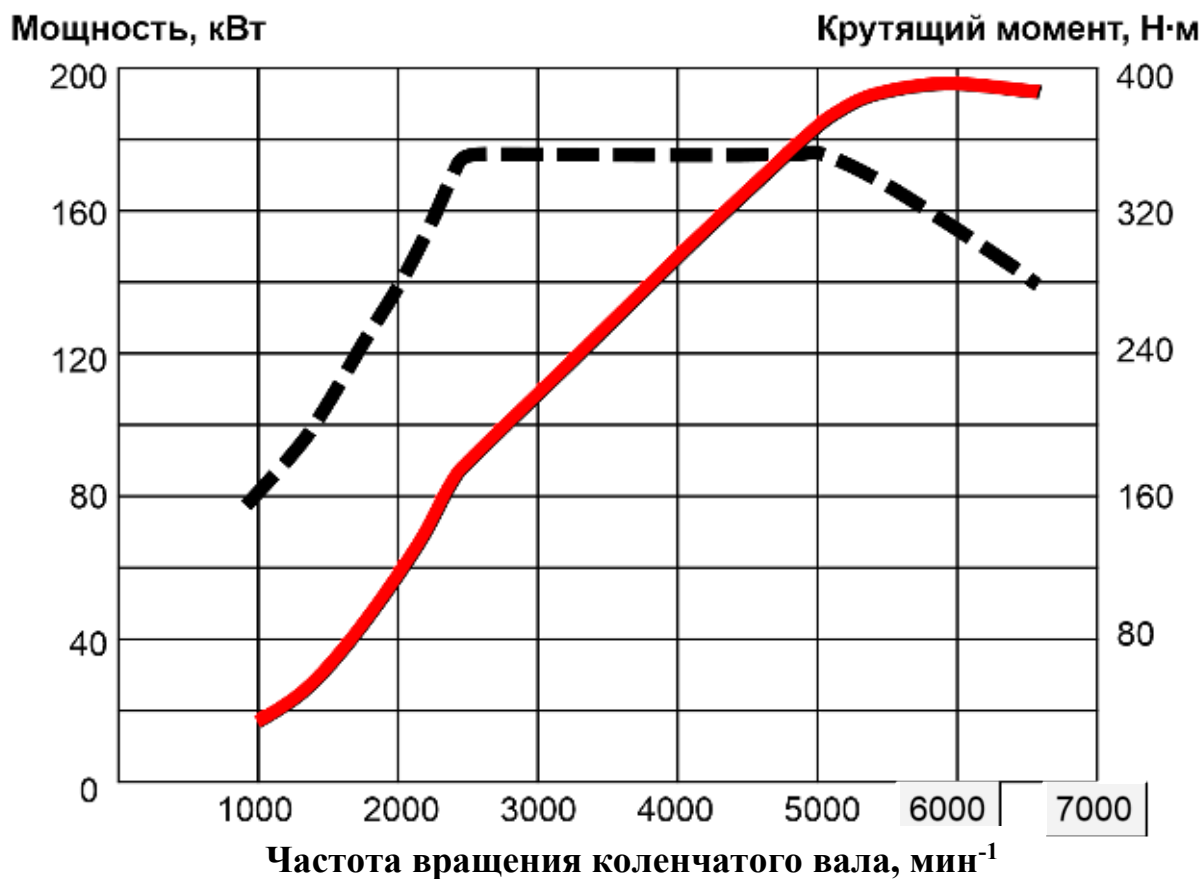


Рисунок 6.1 – Внешняя скоростная характеристика

## 6.2 Расчёт давления наддува

Определяем среднее эффективное давление  $P_e$

Для четырёхтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n_e}{120} \quad (6.3)$$

где  $V_h$  - рабочий объём двигателя, л;

$P_e$  – среднее эффективное давление, МПа.

После преобразования выражения (6.3) получим

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot n_e} \quad (6.4)$$

Величину давления воздуха на выходе из компрессора для четырёхтактных двигателей определяем из соотношения:

$$P_k = a_r \cdot P_e, \quad (6.5)$$

где  $a_r$  – коэффициент, значение которого принимаются таким образом, чтобы  $P_k$  было равно примерно 0,1 МПа.

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = P_k / P_o, \quad (6.6)$$

где  $P_o$  – давление на входе в компрессор, атмосферное давление,  $P_o = 0,0981$  МПа.

В результате расчёта в последней формуле мы должны получить давление равное 1 атм = 1 бар. То есть мы имеем двигатель без наддува.

Зная все исходные данные можно, подбирая давление наддува видеть, как меняется мощность.

Увеличение давления берём в интервале  $P_p = 0,3 - 1,0$  бар.

Расчёт ведётся в следующей последовательности: принимаем давление наддува 0,3 бар определяют степень сжатия и мощность двигателя. Затем увеличивают давление наддува и повторяют расчёт в той же последовательности.

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_k = 1 + P_p \quad (6.7)$$

Величина давления на выходе компрессора составит:

$$P_k = \pi_k \cdot P_o \quad (6.8)$$

Тогда среднее эффективное давление составит:

$$P_e = \frac{P_k}{a_r} \quad (6.9)$$

Подставляя это значение  $P_e$  в формулу (6.3) можно найти мощность при выбранном наддуве.

Так же с повышением давления на впуске повышается и степень сжатия:

$$\varepsilon_u = \varepsilon + (P_p)^2 \quad (6.10)$$

где  $\varepsilon_u$  – итоговая степень сжатия,

$\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия,

$P_p$  – давление наддува.

Результаты расчёта сводят в таблицу по форме таблицы 6.2.

Таблица 6.2 – Расчёт мощности и степени сжатия

Параметры	$Pp = 0,3$	$Pp = 0,5$	$Pp = 0,7$	$Pp = 0,9$	$Pp = 1,0$
$\pi_k$					
$P_k$ , МПа					
$P_e$ , МПа					
$N_e$ , кВт					
$\varepsilon_{и}$					

Полученная итоговая степень сжатия не должна превышать значения в 12. В противном случае двигатель будет работать с детонацией, что приведёт к разрушению цилиндропоршневой группы. Если в результате степень сжатия превысит значение 12, то необходимо снизить давление наддува до оптимального.

Для дальнейшего подбора турбокомпрессора выбираем такое давление наддува, при котором будет обеспечиваться прибавка мощности до 50%. В противном случае, если прибавка мощности будет больше, получится агрегат с очень низким ресурсом.

### 6.3 Подбор турбокомпрессора

После установки компрессора, двигатель получит прибавку мощности и крутящего момента.

Чтобы проверить работоспособность двигателя с создаваемым давлением, необходимо выполнить серию расчётов и занести результаты в график работы компрессора. В противном случае могут возникнуть проблемы, с надёжностью системы турбонаддува на высоких оборотах или

при использовании автомобиля в регионах, расположенных выше уровня моря.

Для начала необходимо определить коэффициент давления при помощи следующей формулы:

$$P_r = \frac{P_p + A_p}{A_p}, \quad (6.11)$$

где  $P_p$  – давление наддува (кПа),

$A_p$  – атмосферное давление (101,4 кПа на уровне моря; необходимо вычитать 3,4 кПа на каждые 305м выше уровня моря).

Далее необходимо определить коэффициент плотности, поэтому придётся выполнить ряд расчётов, учитывая тот факт, что при сжатии температура воздуха на впуске будет увеличиваться, так как чем ниже эффективность компрессора, тем выше будет температура воздуха на впуске.

Сначала необходимо рассчитать температуру воздуха на выходе из компрессора, используя следующую формулу:

$$It = F \cdot (At + 190), \quad (6.12)$$

где  $It$  – идеальное повышение температуры (°C);

$At$  – температура воздуха (°C);

$F$  – фактор из таблицы 6.3.

Однако, так как компрессор не обладает 100% адиабатой эффективностью, затем придётся рассчитать действительное увеличение температуры при помощи следующей формулы:

$$Rt = \frac{It \cdot 100}{E}, \quad (6.13)$$

где  $Rt$  – действительное повышение температуры (°C);

$E$  – эффективность компрессора (предположим, она составляет 60%).

Таблица 6.3 – Факторы для расчёта температуры воздуха на впуске

Коэффициент нт давления	Фактор	Коэффициент нт давления	Фактор	Коэффициент нт давления	Фактор	Коэффициент нт давления	Фактор
1.35	0,089	1.8	0,181	2,25	0.258	2,7	0.325
1,4	0,100	1,85	0.192	2.3	0.266	2,75	0,331
1.45	0,110	1.9	0,199	2,35	0,274	2,8	0.338
1,50	0,120	1.95	0.208	2.4	0,281	2,85	0,345
1.55	0,130	2,0	0.217	2.45	0,289	2.9	0.352
1.6	0,142	2,05	0,225	2.5	0.296	2,95	0,358
1.65	0.152	2,1	0,234	2.55	0.303	3.0	0.365
1,7	0.162	2,15	0,242	2.6	0,311	3,1	0.377
1,75	0,172	2.2	0.250	2.65	0.318	3.2	0.390

Температура на выпуске компрессора будет составлять сумму внешней температуры воздуха и действительного повышения температуры:

$$Dt = At + Rt. \quad (6.14)$$

Определив температуру на выпуске компрессора и рассчитав коэффициент давления ранее, можно определить коэффициент плотности, используя следующую формулу:

$$DR = \frac{(At+190) \cdot Pr}{(Dt+190)}; \quad (6.15)$$

где  $DR$  – коэффициент плотности компрессора;

$Dt$  – температура компрессора на выпуске, (°C);

$At$  – температура окружающей среды, (°C).

Последний расчёт необходим для определения потока на впуске компрессора, чтобы затем полученные данные могли использоваться при составлении графика, который укажет, будет ли компрессор работать должным образом при заданном давлении наддува, используем следующую формулу:

$$CF = \frac{V_h \cdot n \cdot VE \cdot DR}{808,5} \quad (6.16)$$

где  $CF$  – массовый расход воздуха, фут/мин;

$n$  – максимальная частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>;

$VE$  – коэффициент наполнения цилиндра, 0,9.

После всех расчётов необходимо подобрать турбокомпрессор с наиболее подходящих размеров и характеристик из приложения А.

Для этого в формулу (6.10) нужно подставить значения оборотов двигателя из графика эффективной мощности. Полученные значения массового расхода воздуха расставляем на турбокарте как показано на рисунке 6.2.

На данном графике для турбины фирмы «Garrett 2860» по вертикальной оси приведена степень повышения давления наддува, по горизонтальной – массовый расход воздуха.

График нанесённый красным цветом, лежит горизонтально, потому что было условие что весь график соответствует давлению наддува 1 бар, а избыток 1 бар, это степень повышения давления 2 (1 бар атмосферное давление, и 1 бар избыток) поэтому весь красный график лежит на уровне 2.

Точки по оборотам расставлены согласно расхода воздуха, который вычислен ранее. Как видим по графику в рабочую зону компрессора попадают обороты выше 3500. Это означает, что нужное давление наддува 1 бар получается с турбиной «Garrett 2860» на оборотах 3500 и выше, это первый важный вывод.

Второе, по турбокарте не достигли даже середины (где компрессор работает с наибольшей эффективностью) это значит, что двигатель с этим турбокомпрессором имеет большой потенциал для увеличения мощности.

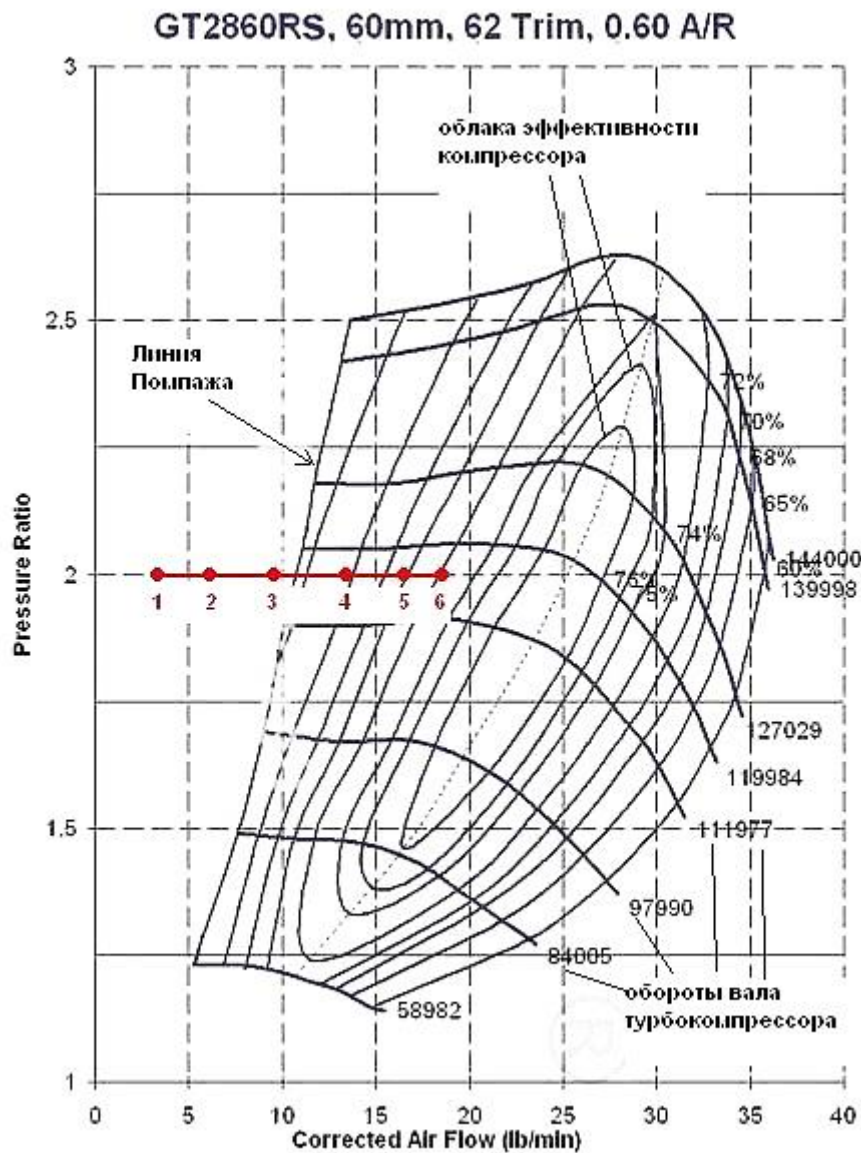


Рисунок 6.2 – Турбокарта

На 1 баре получилось массовый расход 18,4 фунта в минуту, а турбина может дать 35 фунтов в минуту, это крайняя правая часть графика турбокарты.

Если правильное расположить график на турбокарту, надо посмотреть, куда могут попасть более низкие обороты чем 4000.

Поиск на меньшем давлении для 3000 показал, что давление наддува там составляет 0,25 бар. Но более низкие обороты никакого наддува не дают, совершенно не попадают в турбокарту, расход воздуха слишком мал,

а это значит, что воздуха не хватит вывести турбокомпрессор в зону рабочих оборотов. В результате получаем график представленный на рисунке 6.3.

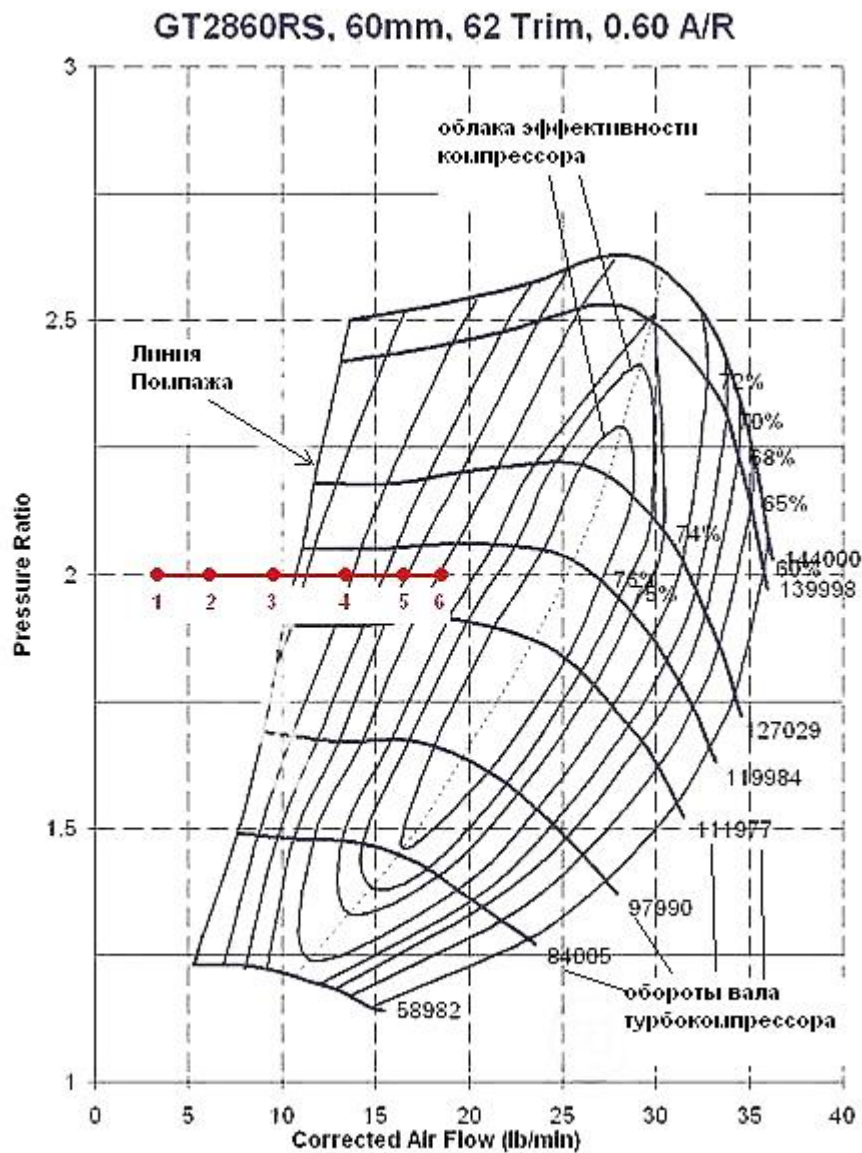


Рисунок 6.3 – Коррекция турбокарты

Соответственно получается, что турбокомпрессор будет вступать в работу с 3000 об/мин с давлением наддува 0,25 бар, а далее выходить на наддув 1 бар.

## 6.4 Оценка эффективности установки турбокомпрессора

После подбора турбокомпрессора необходимо рассчитать прирост мощности двигателя и определить эффективность установки турбокомпрессора.

Если рассматривать вышеприведённый пример, то на частоте вращения 1000 и 2000 мин<sup>-1</sup> прироста мощности не будет, на частоте вращения 3000 мин<sup>-1</sup> прирост мощности будет соответствовать давлению наддува 0,25 бар, а на более высоких частотах вращения – давлению наддува 1 бар.

Расчёты мощности и крутящего момента выполняются по формулам (6.1) и (6.2) а результаты заносятся в таблицу по форме таблицы 6.1. На основании полученных данных строятся внешние скоростные характеристики, соответствующие установке турбокомпрессора.

## 6.5 Контрольные вопросы

1. Чем ограничено давление наддува на серийных автомобилях?
2. Как связана максимально допустимая степень сжатия с октановым числом топлива?
3. От каких эксплуатационных факторов зависит эффективность работы турбокомпрессора
4. Как вычисляется массовый расход воздуха турбокомпрессором?
5. Каким образом подбирается наиболее подходящий турбокомпрессор?
6. Опишите последовательность корректировки турбокарты компрессора
7. Как определить эффективность установки турбокомпрессора?

## Заключение

Турбонаддув автомобильных двигателей позволяет не только форсировать двигатели, увеличивать их удельную мощность, но и обеспечивать комплексное повышение показателей их технического уровня, как топливная экономичность, экологические качества, надёжность.

Техника наддува является сложным и дорогостоящим продуктом машиностроения, которая вмешивается не только в термодинамику теплового двигателя, но и в механику, и поэтому требует применения высокотехнологичных решений.

Длительное время для повышения мощности двигателей использовался газотурбинный наддув, как наиболее экономичный. Но в последнее время в двигателях получили применение и механические нагнетатели.

В перспективных двигателях возможно применение наддува с электрическим приводом и электронным управлением. Его главным достоинством является гибкое регулирование требуемого количества воздуха, подаваемого в камеру сгорания в зависимости от нагрузки и режима работы двигателя.

Для повышения к. п. д. турбины используют специальную конструкцию выпускного коллектора в виде двух подводящих каналов. На режиме максимального крутящего момента газ подводится к турбине по двум отдельным каналам, и она работает в импульсном режиме. На номинальном режиме при помощи автоматического клапана каналы объединяются, и турбина переходит в изобарный режим работы.

В современных двигателях получила применение двойная схема наддува. На малых частотах вращения вала наддув воздуха обеспечивается роторным компрессором с приводом от коленчатого вала. На больших частотах механический нагнетатель автоматически отключается, а в работу

вступает газотурбинный наддув, обеспечивая высокие экономические и экологические показатели двигателя.

Для повышения коэффициента полезного действия турбокомпрессора и двигателя применяют промежуточное охлаждение воздуха, автоматически изменяют геометрию проточной части турбины и компрессора. Для V-образных двигателей рекомендуется установка двух турбокомпрессоров.

Выбор схемы наддува, типа компрессора и турбины для современного конкурентоспособного двигателя должны обеспечить требуемую мощность, надёжность, долговечность, компактность, удобство обслуживания, минимальный расход топлива, высокие экологические показатели и красоту машины.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Патрахальцев, Н.Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд.-во РУДН, 2006. – 315 с.
2. Хак, Г. Турбодвигатели и компрессоры: справ. пособие / Г. Хак, Лангкабель. – М.: Издательство «Астрель»: Издательство «АСТ», 2007. – 351 с.
3. Румянцев, В.В. Регулирование турбокомпрессоров автомобильных двигателей / В.В. Румянцев – Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2010. – 212 с.
4. Вахитов, Ю.Р. Агрегаты наддува двигателей: учебное пособие / Ю.Р. Вахитов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2012. – 158 с.
5. Кухарёнок, Г.М. Агрегаты наддува: учебно-методическое пособие по дисциплине «Газодинамика и агрегаты наддува» для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигателя внутреннего сгорания» заочной формы обучения / Г.М. Кухарёнок. – Минск: БНТУ, 2012. – 50 с.
6. Патрахальцев, Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савастенко. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 176 с.
7. Давыдков, Б.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей: учеб. пособие / Б.Н. Давыдков, В.Н. Каминский. – М.: «Легион-Автодата», 2011. – 123 с.
8. Синявский, В.В. Форсирование двигателей. Системы и агрегаты наддува: учеб. пособие / В.В. Синявский, И.Е. Иванов. – М.: МАДИ, 2016. – 112 с.
9. Мирошниченко, А.Н. Тюнинг автомобиля: учебное пособие / А.Н. Мирошниченко. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2015. – 340 с.
10. Степанов, В.Н. Тюнинг автомобильных двигателей / В.Н. Степанов. – СПб.: ЗАО «Алфамер Пабблишинг», 2000. – 172 с.

11. Сторер, Д. Мощность. Тюнинг двигателя. Руководство /Д. Сторер, Б. Джекс. – СПб.: ЗАО «Алфамер Паблшинг», 2005. – 200 с.
12. Асташенко, С.Б. Турбокомпрессоры / С.Б. Асташенко. – Мн.: Автостиль, 2002. — 79 с.
13. Макушев, Ю.П. Агрегаты наддува двигателей: учебное пособие /Ю.П. Макушев, С.В. Корнеев, В.В. Рындин. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. – 58 с.
14. Уорнер, М. Турбонаддув как радикальное средство повышения мощности /М. Уорнер. – М.: «Легион-Автодата», 2009. – 224 с.
15. Bell, Corky Maximum boost: designing, testing, and installing turbocharger systems / by Corky Bell. – Cambridge, Bentley Publishers, 1997. – 250 p.
16. Bell, Corky Supercharger: designing, testing, and installing supercharger systems / by Corky Bell. – Cambridge, Bentley Publishers, 2001. – 340 p.
17. Davis E., Perkins-Davis D. Supercharging, Turbocharging and Nitrous Oxide Performance. – Motorbooks, 2002. – 160 p.
18. Сабитов, С. Twinturbo или Biturbo? Ликбез. URL: <https://www.drive2.ru/l/1951745/?m=147929656> (дата обращения: 22.03.2018)

## Глоссарий

**Mixed-Flow-Turbine** (радиально-осевая турбина) Турбина типа Mixed-Flow представляет собой комбинацию радиальной и осевой турбины. На радиальное турбинное колесо газы поступают радиально (направление потока газа перпендикулярно оси вращения турбинного колеса). Такая схема хорошо подходит для малых турбин с небольшим потоком газов, как в легковых автомобилях. В осевой схеме газы поступают в осевом направлении (параллельно оси вращения турбинного колеса), такая схема более пригодна для больших потоков газов, например, в больших промышленных двигателях. В комбинированных, радиально-осевых турбинах газ поступает на турбинное колесо под углом, не параллельно, но и не перпендикулярно оси. Наличие в турбинном колесе осевой части делает его пригодным для сравнительно больших потоков газов и даёт возможность использовать колесо меньшего диаметра. Такая схема комбинирует преимущества радиальных турбин (быстрая реакция на увеличение потока газов) с преимуществами осевых турбин (более высокий к. п. д. в области максимальных частот вращения).

**Mono-Scroll**, или однопоточные турбонагнетатели, оснащаются корпусом, в котором поток газов попадает на турбинное колесо только по одному каналу. В отличие от двухпоточных, или *Twin-Scroll*, такие турбонагнетатели имеют более простую конструкцию, они легче и менее затратны.

**Power Pulse** – системы усиления наддува. В системе Power Pulse сжатый воздух накапливается в небольшом баллоне и при резком нажатии на педаль газа направляется на турбину, быстро раскручивая вал турбокомпрессора. Так повышается давление уже во впускном тракте. Запас сжатого воздуха быстро восстанавливается электрическим компрессором, и система готова к новому циклу ускорения.

**Twin Turbo (Bi-Turbo)** – система турбонаддува, в которой используется два турбокомпрессора. Позволяет значительно повышать выходную мощность, поддерживать номинальный крутящий момент в широком диапазоне оборотов двигателя, снижать удельный расход топлива.

**Twin-Scroll** – турбина типа "twin-scroll" отличается от обычной наличием двух каналов, разделяющих надвое рабочую камеру турбины. Таким образом, отработавшие газы подаются на турбину отдельно, за счёт чего эффективнее используется импульсный наддув.

**Агрегатный наддув** – наддув, осуществляемый с помощью какого-либо нагнетателя

**Атмосферный двигатель** – двигатель, работающий без компрессора какого-либо типа.

**Байпасный клапан** – клапан, позволяющий потоку воздуха выходить, минуя турбонагнетатель, когда двигатель работает не под наддувом.

**Блоу-офф клапан** – служит для стравливания излишнего сжатого воздуха в атмосферу для защиты компрессорной части турбонагнетателя.

**Бустерный компрессор** – нагнетатель с электроприводом, обеспечивающий дополнительное ускорение за счёт повышенного быстродействия.

**Вейстгейт** – клапан, управляемый давлением наддува, который обеспечивает подачу к турбине количества выхлопных газов, необходимого для создания заданного давления наддува. Вейстгейт направляет лишние выхлопные газы в обход турбины, в выхлопную систему.

**Винтовой компрессор** – компрессор, имеющий два винтовых ротора. Ведущий ротор с выпуклой нарезкой соединён непосредственно или через зубчатую передачу с двигателем. На ведомом роторе нарезка с вогнутыми впадинами.

**Внешняя скоростная характеристика** – представляет собой зависимость показателей работы двигателя (мощности, крутящего

момента, коэффициента наполнения цилиндров, удельного эффективного расхода топлива и др.) от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органа управления, обеспечивающем максимальную подачу топлива в цилиндры.

**Давление наддува** – давление выше атмосферного, измеренное во впускном коллекторе.

**Датчик давления во впускном коллекторе** – служит для измерения давления и температуры воздуха за дроссельной заслонкой. Блок управления двигателя использует данные измеряемые величины для определения наполнения цилиндров. При этом рассчитывается масса фактически поступившего в камеры сгорания воздуха.

**Датчик давления наддува** – служит для измерения давления наддува, на которого рассчитывается подача сигналов управления на электромагнитный клапан ограничения давления наддува, так чтобы давление наддува находилось на требуемом уровне.

**Датчик положения регулятора давления наддува** – регистрирует перемещение тяги привода бесконтактно и способствует точности регулирования

**Динамический наддув** – увеличивает давление во впускном коллекторе за счёт воздухозаборников особой формы при движении с высокой скоростью.

**Избыточное давление** – разность между давлением наддува и атмосферным давлением называется избыточным давлением

**Изменение геометрии впускного трубопровода** – Впускной коллектор переменной длины применяется в атмосферных бензиновых и дизельных двигателях для обеспечения лучшего наполнения камеры сгорания воздухом на всём диапазоне оборотов двигателя. На низких оборотах двигателя требуется достижение максимального крутящего момента как можно быстрее, для чего используется длинный впускной коллектор.

Высокие обороты выводят двигатель на максимальную мощность при коротком впускном коллекторе

**Инерционный наддув** – то же, что *резонансный наддув*

**Интеркулер** – это теплообменник, располагающийся между турбонагнетателем и двигателем, для того чтобы охладить воздух, выходящий из турбонагнетателя при работе с наддувом.

**К. п. д. компрессора** – В случае компрессора, изменение температуры, вызванное сжатием воздуха, больше того, что показывают термодинамические формулы. КПД компрессора преобразовывает расчётное увеличение температуры в реальное увеличение температуры.

**К. п. д. охладителя** – определяется тем, сколько тепла он отводит относительно тепла, добавленного компрессором.

**Комбинированный наддув** – объединяет несколько схем, как правило, речь идёт о совмещении механического или электрического наддува с турбонаддувом.

**Компрессор** – (от лат. compressio – сжатие) энергетическая машина или устройство для повышения давления (сжатия) и перемещения газообразных веществ. Также называется часть турбокомпрессора, повышающая давление воздуха.

**Крутящий момент** – это тяговая характеристика двигателя, определяющаяся произведением действующей на поршень силы и расстоянием от центральной оси шатунной шейки до центральной оси коленчатого вала, измеряется в Н·м (при об/мин).

**Механический наддув** – наддув, использующий нагнетатель, приводимый в действие от коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

**Мощность** – произведение крутящего момента на определённой частоте вращения двигателя на данную частоту вращения.

**Нагнетатель Ванкеля** – представляет собой роторно-поршневую машину, работающую на внутренней оси. Внутренний ротор приводится

во вращение по эксцентриковой траектории в цилиндре, где размещаются наружные роторы. Роторы вращаются в противоположных направлениях, не контактируя друг с другом или с корпусом. Благодаря вращению внутреннего ротора воздух всасывается и проходит через окно (впускную кромку) во внешний ротор. Совместно вращающийся внутренний ротор способствует уменьшению объёма камеры и благодаря этому воздух сжимается.

**Надув** – повышение давления воздуха при впуске в двигатель внутреннего сгорания с целью увеличения количества подаваемого топлива и, соответственно, мощности снимаемой с единицы объёма двигателя.

**Надув «Comprex»** – заключается в использовании давления отработавших газов, действующих непосредственно на поток воздуха, подаваемого в двигатель внутреннего сгорания.

**Параллельное подключение турбокомпрессоров** – при параллельной схеме работы используются два одинаковых турбокомпрессора, работающих симметрично. На каждый из них подаётся половина выхлопных газов двигателя как правило по индивидуальному выпускному коллектору и от определённых для каждой из турбин цилиндров. Основной причиной замены одного большого турбокомпрессора на два меньших является желание уменьшить турбояму (диапазон оборотов, в течении которого турбокомпрессор не создаёт достаточно высокого давления наддува) и турболаг (задержка отклика турбокомпрессора на открытие дросселя).

**Перепускной клапан** – то же, что *вейстгейт*

**Помпаж компрессора** – неустойчивая работа компрессора, которая проявляется в виде пульсаций воздушного потока в компрессоре и периодическим выбросом воздуха обратно во впускное устройство компрессора.

**Порог наддува** – означает самые низкие обороты двигателя, при которых турбонагнетатель может создать давление наддува (с полностью открытой дроссельной заслонкой).

**Поршневой компрессор** – тип компрессора, энергетическая машина для сжатия и подачи воздуха или газа под давлением. Эффект компрессии создаётся за счёт уменьшения объёма газа при движении поршня в цилиндре.

**Последовательное подключение турбокомпрессоров** – предполагает, что какие-либо части турбокомпрессоров, турбинные или компрессорные, подключаются друг за другом. При этом последовательно могут быть подключены только турбины, только компрессоры, или и те, и другие одновременно, с возможностью отключения или переключения в параллельную работу на разных этапах. Сами турбокомпрессоры при этом могут быть одинаковыми или, что чаще, совершенно разными по размерам и производительности.

**Приёмистость** – изменение частоты вращения или момента двигателя, вызванное изменением положения дроссельной заслонки называется приёмистостью. Приёмистость нельзя путать с реакцией турбонагнетателя.

**Промежуточный охладитель** – то же, что *интеркулер*.

**Протокол SENT** – специальный цифровой протокол для передачи данных от датчиков к блокам управления, разработанный в связи с постоянно растущим применением различных датчиков в системах автомобиля. Может работать по неэкранированному трёхпроводному соединению, по которому датчики получают также напряжение питания. SENT обеспечивает высокую помехоустойчивость передачи данных.

**Резонансный наддув** – наддув, при котором каждый цилиндр имеет свою отдельную резонаторную трубку определённой длины, подсоединённую к сборной камере. В таких резонаторных трубках волны сжатия, идущие от цилиндров, могут распространяться независимо друг от друга. Эффект

наддува зависит от геометрии элементов впускного трубопровода и частоты вращения коленчатого вала.

**Резонатор Гельмгольца** – явление резонанса воздуха в полости. Когда воздух нагнетается в полость, давление в полости возрастает. Когда внешняя сила, нагнетающая воздух в полость, исчезает, повышенное давление заставляет воздух вытекать обратно. Через некоторое время давление внутри и снаружи сравнивается, но воздух все равно продолжит выходить вовне, поскольку струя воздуха в горлышке обладает массой и ненулевой скоростью, а значит, и кинетической энергией. Через некоторое время воздух перестанет выходить из полости, и при этом давление внутри полости будет меньше давления снаружи. Воздух снова устремится в полость. Этот цикл будет повторяться множество раз, с затухающей амплитудой.

**Роторно-шестерёнчатый компрессор (компрессор Рутс)** – относится к классу объёмных нагнетателей. В корпусе овальной формы вращаются противоположные стороны два ротора, имеющие специальный профиль. Роторы насажены на оси, связанные одинаковыми шестернями. Между самими роторами и корпусом поддерживается небольшой зазор. Основное отличие этого метода нагнетания в том, что воздух сжимается не внутри, а снаружи компрессора, непосредственно в нагнетательном трубопроводе. Именно поэтому их иногда называют компрессорами с внешним сжатием. Воздух зачерпывается кулачками (попадая в пространство между роторами и корпусом) и выжимается в нагнетательный трубопровод.

**Спиральный нагнетатель** – разновидность компрессора объёмного типа, в котором сжатие рабочей среды происходит при взаимодействии двух спиралей. Одна спираль остаётся неподвижной, а другая – совершает эксцентрические движения без вращения, благодаря чему обеспечивается перенос рабочей среды из полости всасывания в полость нагнетания.

**Степень наддува** – представляет собой отношение мощности (среднего эффективного давления) двигателя при наддуве к мощности двигателя без наддува

**Степень повышения давления** – представляет собой отношение давления воздуха на выходе из нагнетателя к давлению на входе в него.

**Тройной турбонаддув** – система параллельной, последовательной и поэтапной работы трёх турбокомпрессоров: двух небольших с изменяемой геометрией (*VTG*), подключённых параллельно, и одного большого, подключённого последовательно с двумя малыми.

**Турбина** – это крыльчатка, которую приводят в действие выхлопные газы двигателя. Её часто называют "горячей" частью турбонагнетателя.

**Турбокарта** – то же, что *характеристика компрессора*.

**Турбо-кит** – набор запчастей для установки системы турбонаддува на атмосферный двигатель.

**Турбокомпрессор с изменяемой геометрией (Variable Turbo Geometry)** – тип турбокомпрессоров, характеризующийся возможностью изменения сечения на входе колеса турбины с целью оптимизации мощности турбины для заданной нагрузки.

**Турболаг (турбозадержка)** – задержка между изменением положения дроссельной заслонки и созданием заметного давления наддува, при работе двигателя в диапазоне частот вращения при которых может быть создано давление наддува.

**Турбонагнетатель (турбокомпрессор)** – это устройство, использующее отработавшие газы (выхлопные газы) для увеличения давления внутри впускной камеры.

**Турбонаддув** – наддув, при котором компрессор (обычно центробежный) приводится турбиной, вращаемой выхлопными газами двигателя.

**Турбояма** – это функциональный недостаток, возникающий в турбированном двигателе из-за инерционного действия турбокомпрессора.

**Характеристика компрессора** – зависимость степени повышения давления и адиабатного к. п. д. от расхода воздуха и частоты вращения ротора.

**Центробежный нагнетатель (лопаточный компрессор)** – это разновидность компрессоров, предназначенная для повышения давления рабочего тела за счёт взаимодействия последнего с подвижными и неподвижными лопаточными решётками компрессора. Принцип действия лопаточных компрессоров — увеличение полного давления рабочего тела за счёт преобразования механической работы компрессора в кинетическую энергию рабочего тела с последующим преобразованием её во внутреннюю энергию.

**ШИМ-сигнал** – широтно-импульсная модуляция (ШИМ, англ. pulse-width modulation (PWM)) — процесс управления мощностью, подводимой к нагрузке, путём изменения скважности импульсов, при постоянной частоте.

**Электрический наддув** – наддув, использующий нагнетатель, приводимый в действие электродвигателем.

**Электромагнитная муфта** – предназначена для передачи вращающего момента двигателя к рабочему механизму. Принцип действия основан на электромагнитных свойствах связываемых элементов. Муфта состоит из двух частей: ведущей и ведомой, которые образуют замкнутую магнитную систему. В контактной электромагнитной фрикционной муфте передача вращающего момента с ведущей полумуфты на ведомую происходит за счёт сил трения между контактирующими поверхностями фрикционных дисков, из которых один расположен на ведущей полумуфте, а другой – на ведомой. Эти диски изготовлены из материала с высоким коэффициентом трения.

## Приложение А (обязательное)

### Исходные данные для выполнения расчёта

Таблица А.1 – Исходные данные для выполнения задания

Вариант	Рабочий объём двигателя, см <sup>3</sup>	Октановое число	Степень сжатия	Максимальная мощность, кВт	Максимальный крутящий момент, Н·м	Число цилиндров
1	998	95	10,5	51 (6200)	97 (3500)	3
2	1149	95	9,8	55 (5500)	112 (4250)	4
3	1248	95	10,5	62 (6200)	117 (4000)	4
4	1396	95	10	78 (6300)	137 (5000)	4
5	1497	95	10,5	80 (6000)	150 (4500)	4
6	1598	92	9,5	60 (5000)	142 (2800)	4
7	1596	95	10,6	64 (5100)	142 (3800)	4
8	1596	95	11	72 (5600)	146 (4000)	4
9	1598	95	9,8	75 (5750)	152 (3750)	4
10	1598	95	10,7	86 (6000)	166 (4000)	4
11	1591	95	10,5	95 (6300)	169 (4850)	4
12	1690	95	9,3	59 (5200)	165 (4000)	4
13	1690	95	10	83 (5000)	182 (4000)	4
14	1798	95	10,5	104 (6500)	186 (4300)	4
15	1998	92	11,05	99 (5500)	208 (3750)	4
16	1997	95	11,2	106 (6000)	200 (4400)	4
17	2378	95	9,8	100 (5000)	235 (3000)	4
18	2693	95	9,1	94 (4600)	242 (2500)	4
19	2488	95	10	150 (6000)	282 (4500)	4
20	2998	95	9,2	167 (6250)	316 (3750)	6

## Приложение Б (справочное)

### Турбокарты турбокомпрессоров

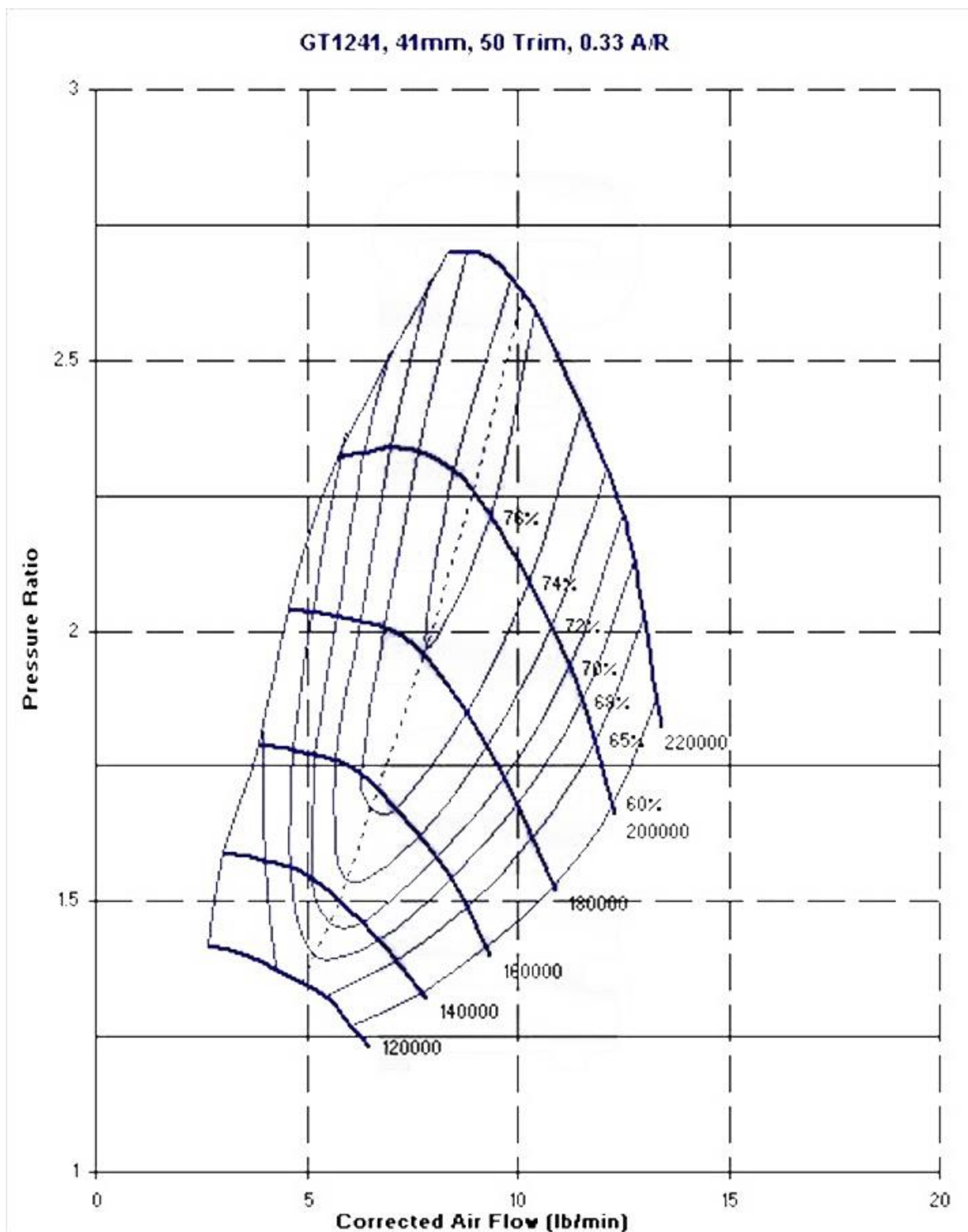


Рисунок Б.1 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 1241»

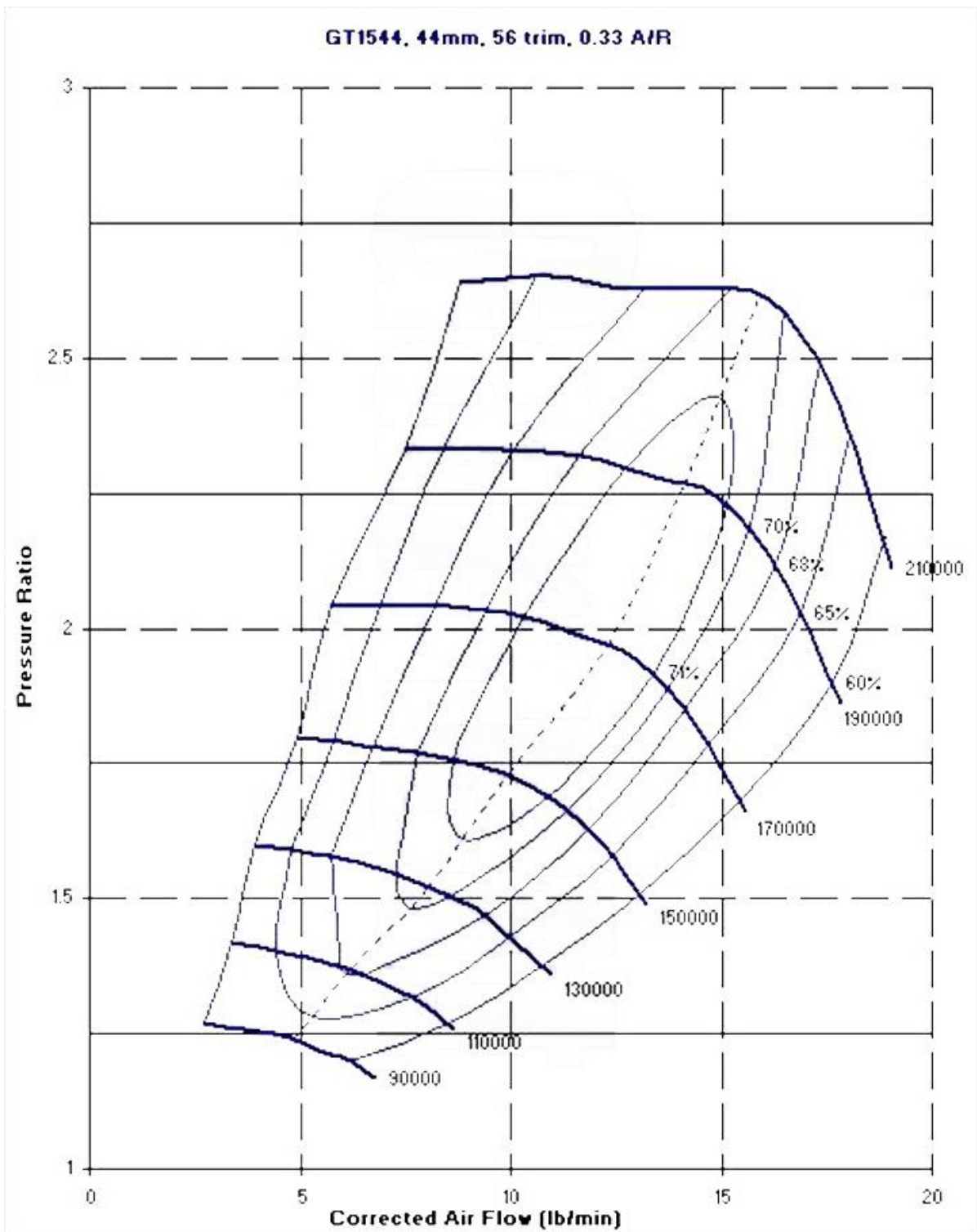


Рисунок Б.2 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 1544»

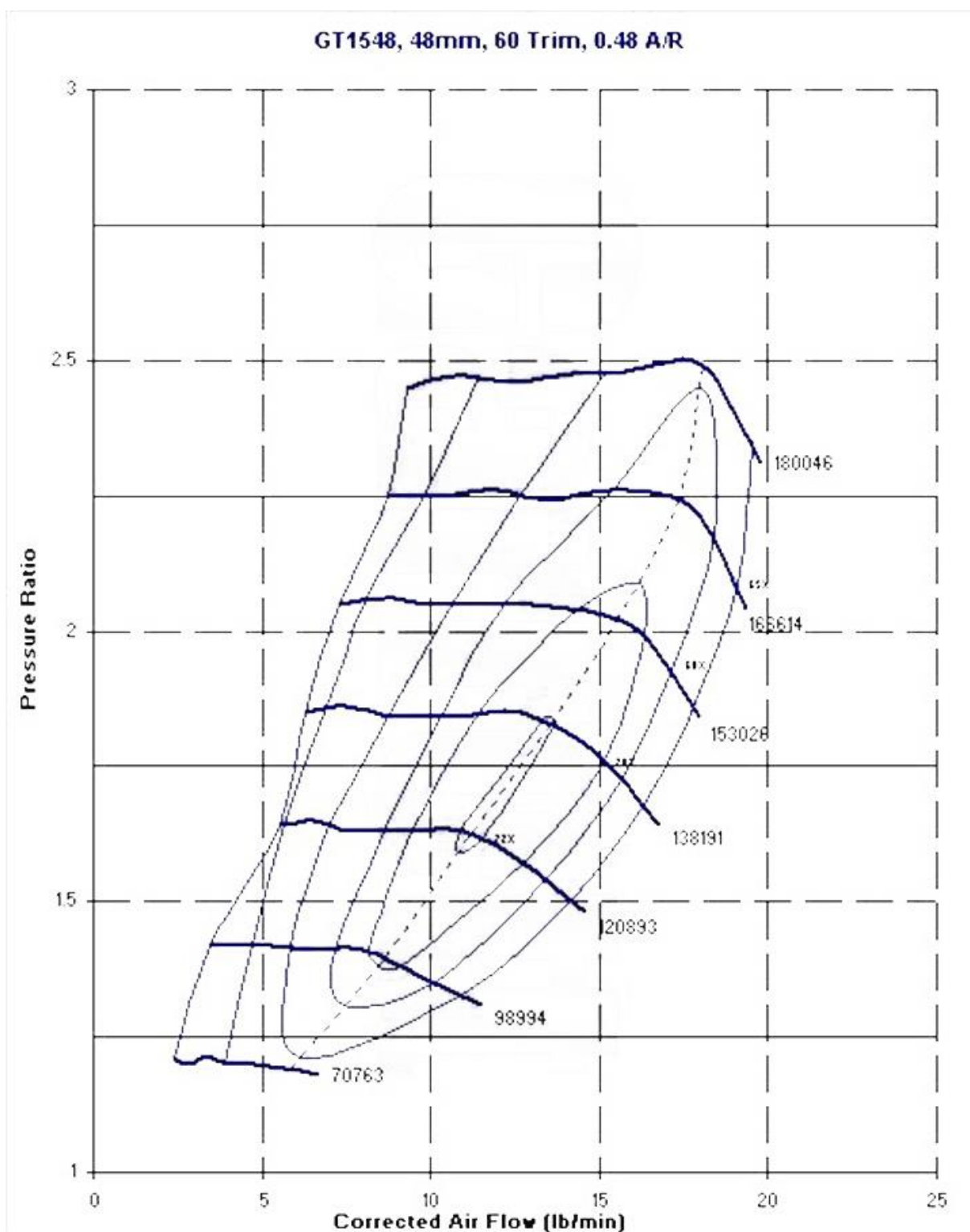


Рисунок Б.3 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 1548»

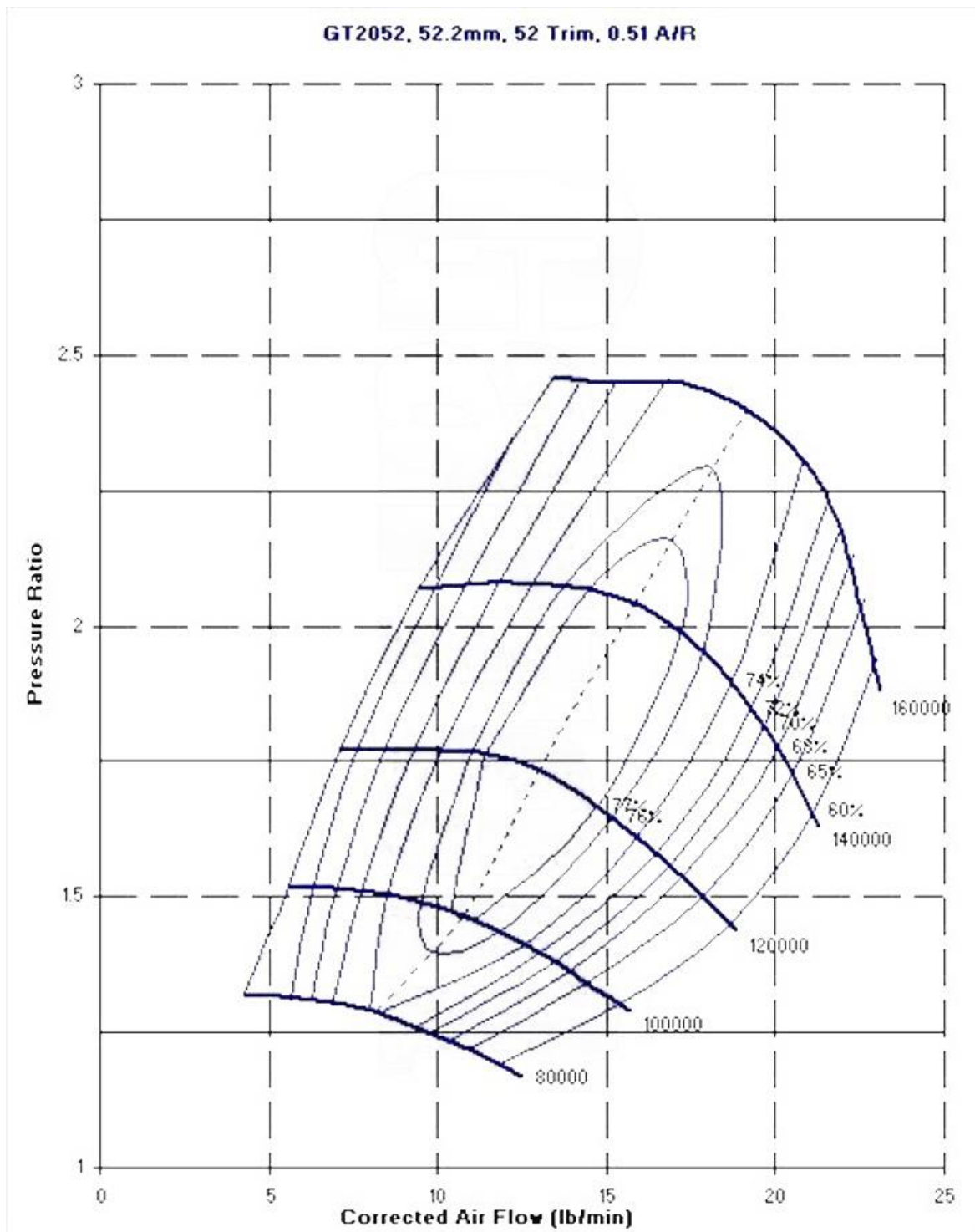


Рисунок Б.4 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2052»

GT2056, 56mm, 55 Trim, 0.53 A/R

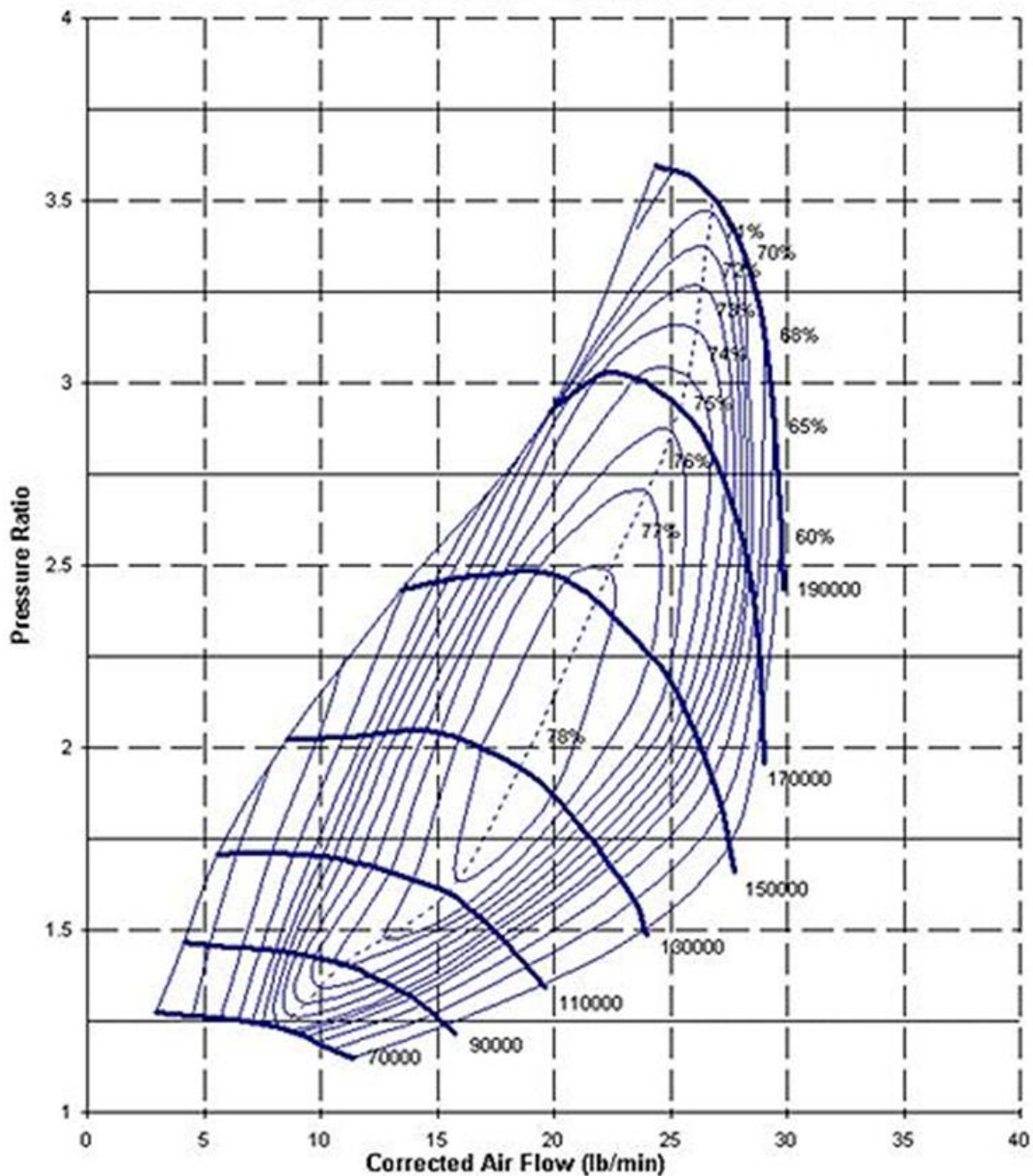


Рисунок Б.5 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2056»

GT2252, 52mm, 72 Trim, 0.51 A/R

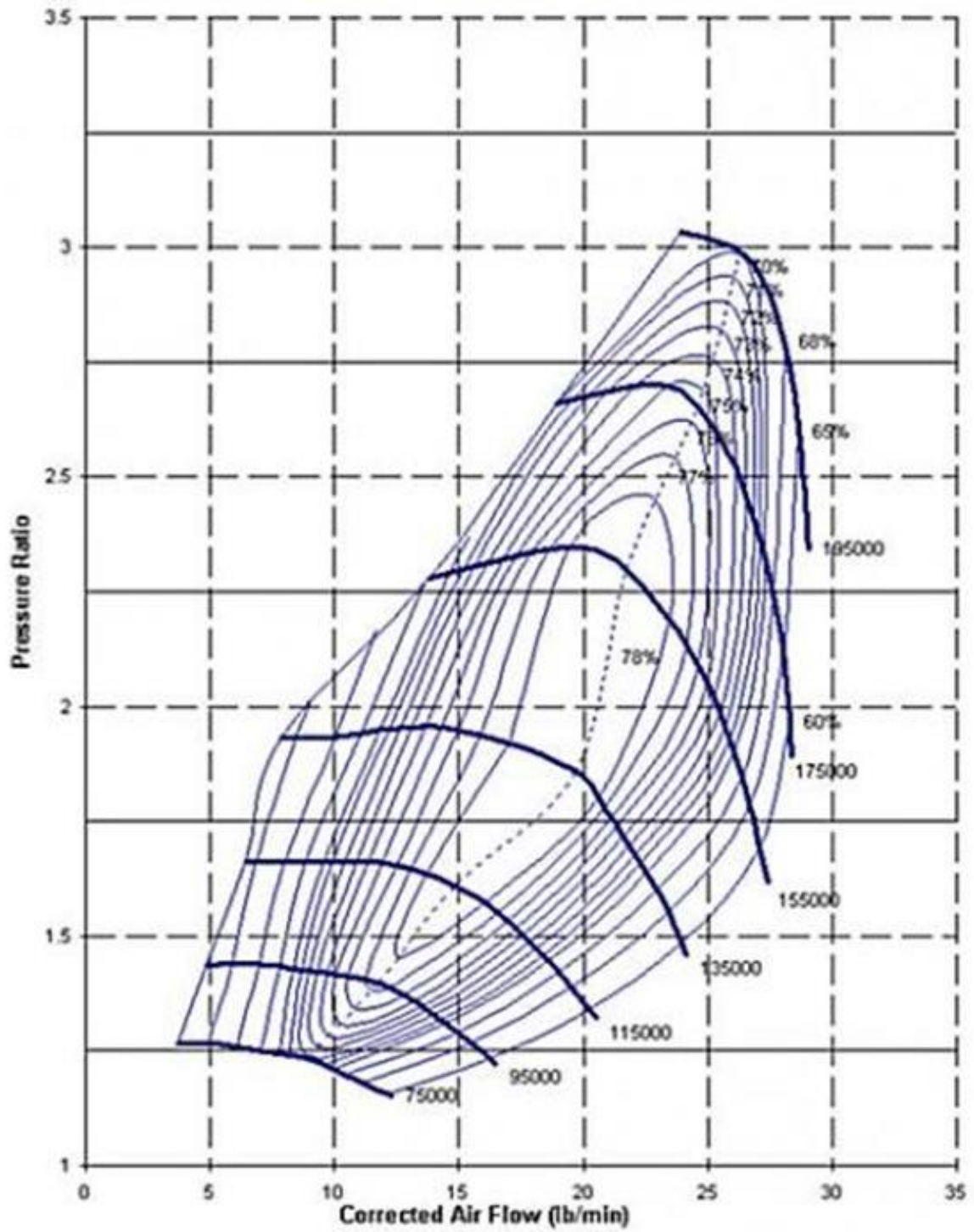


Рисунок Б.6 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2252»

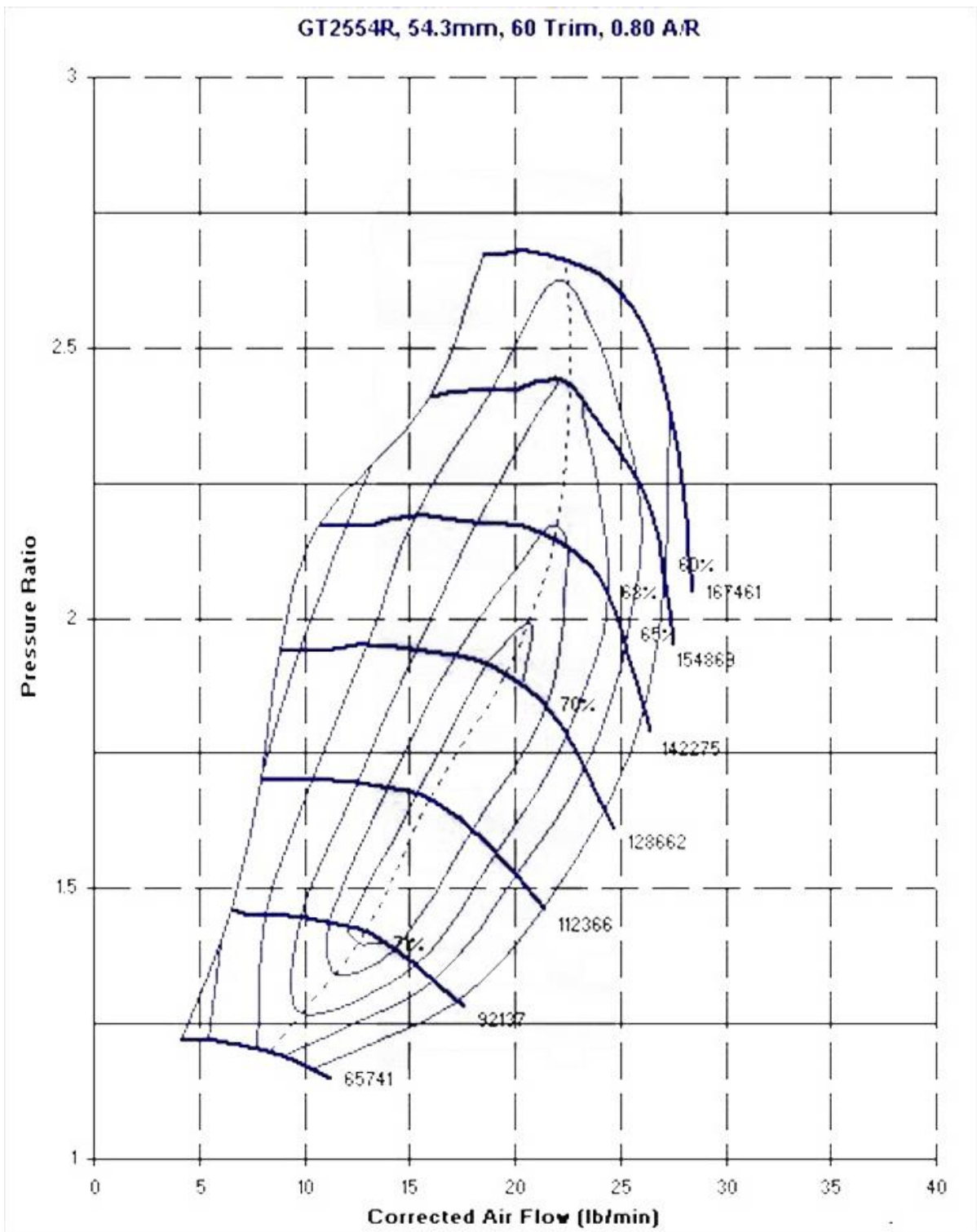


Рисунок Б.7 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2554R»

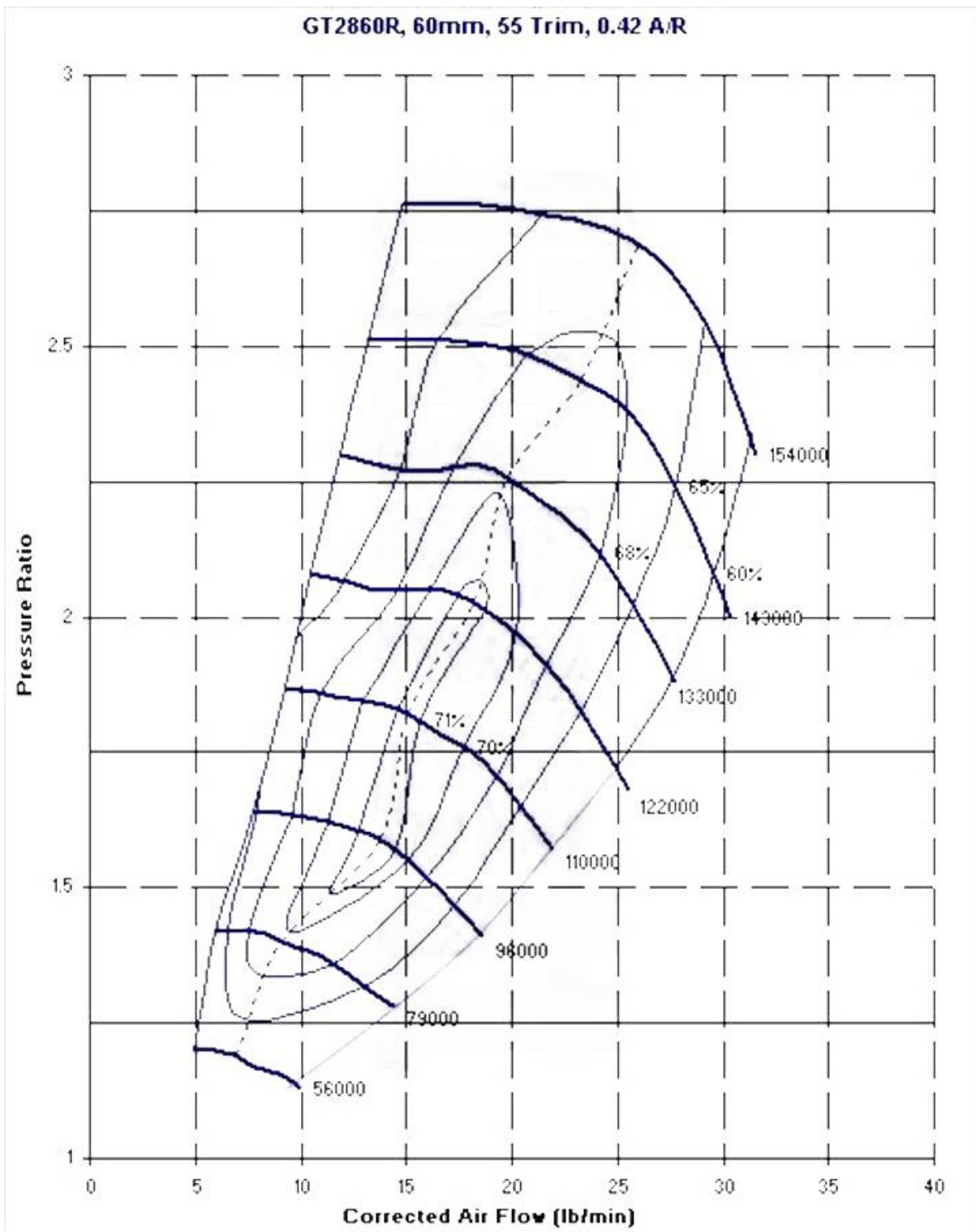


Рисунок Б.8 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2860R»

GT2871R, 71mm, 52 Trim, 0.60 A/R

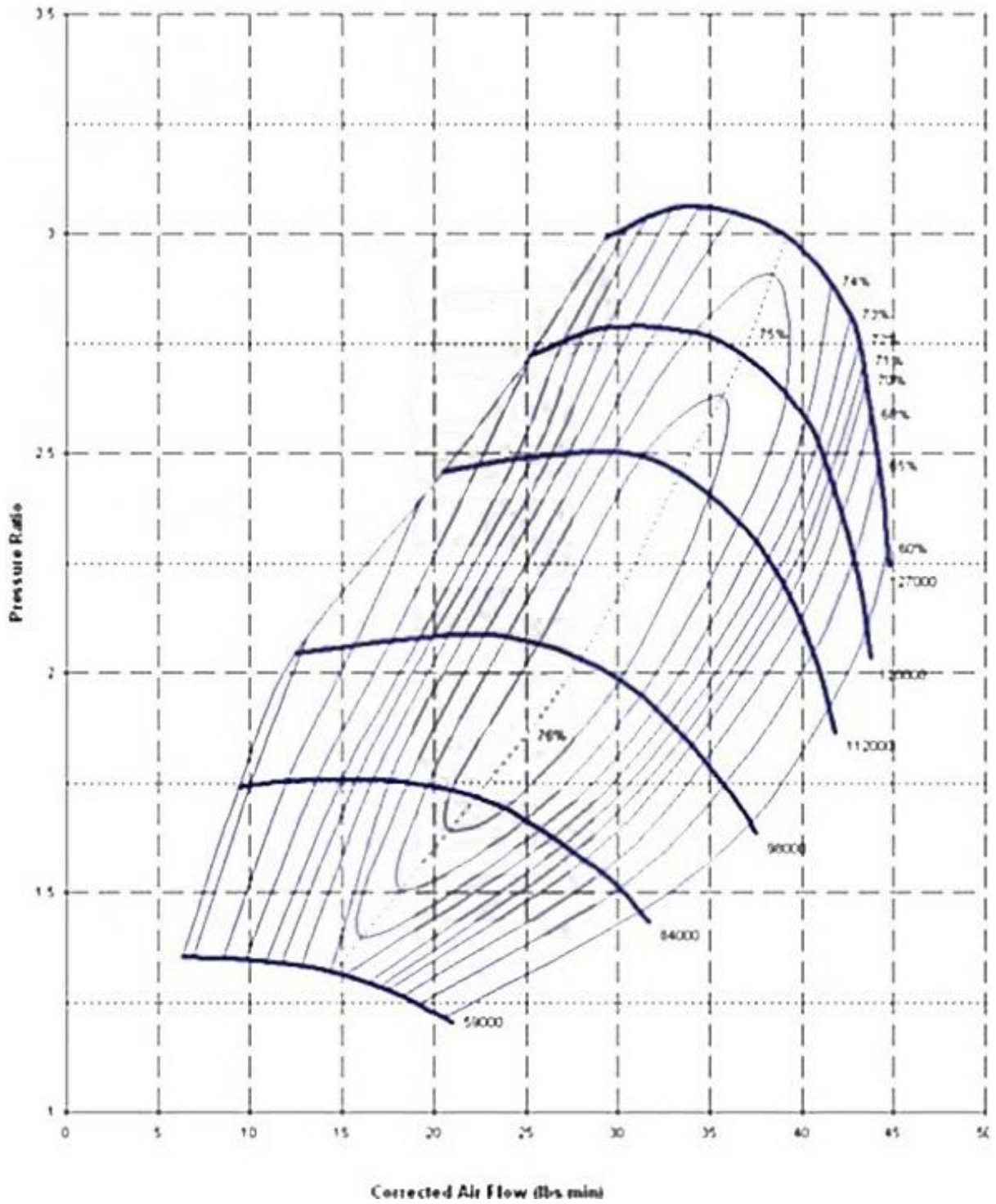


Рисунок Б.9 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2871R»

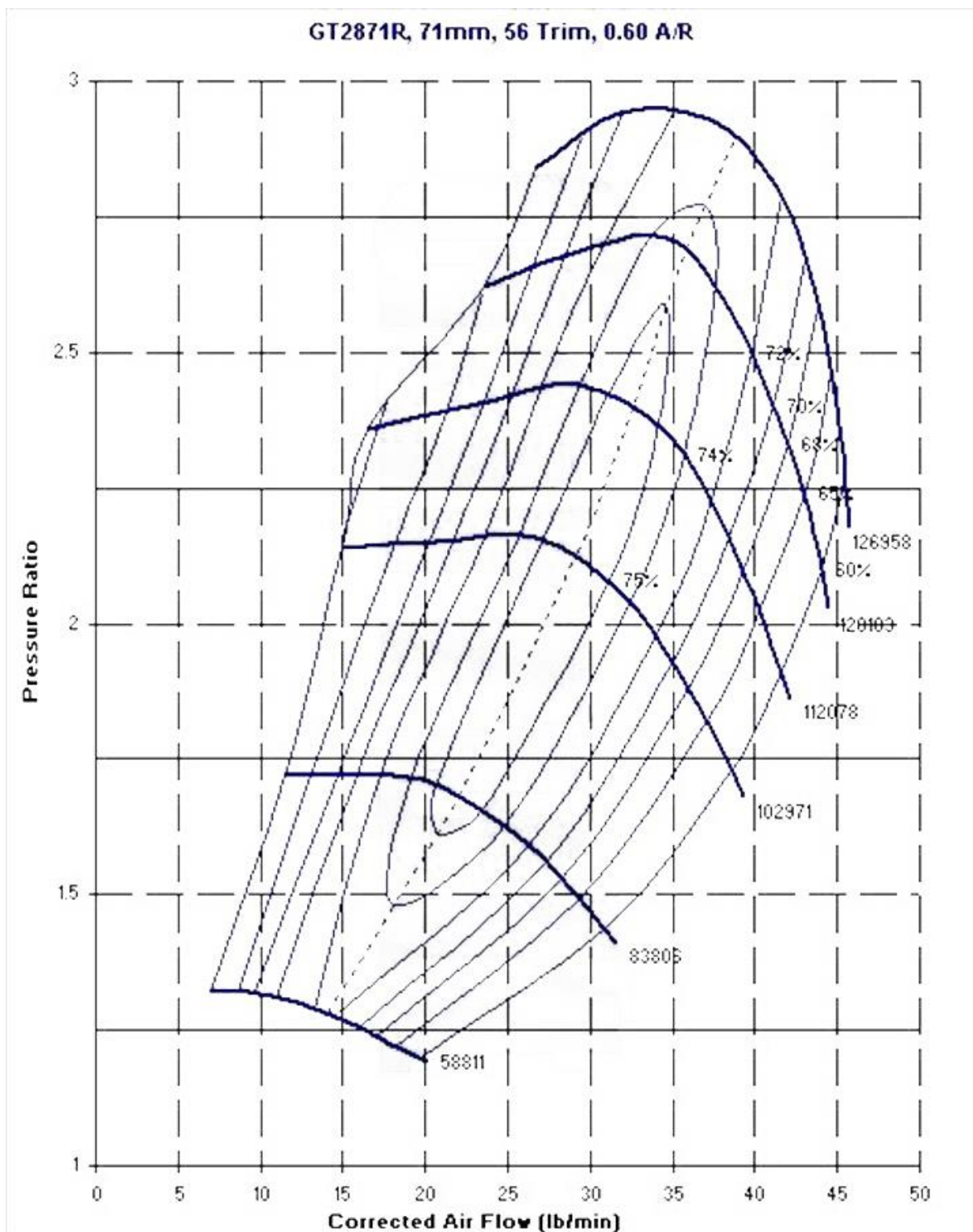


Рисунок Б.10 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 2871R»

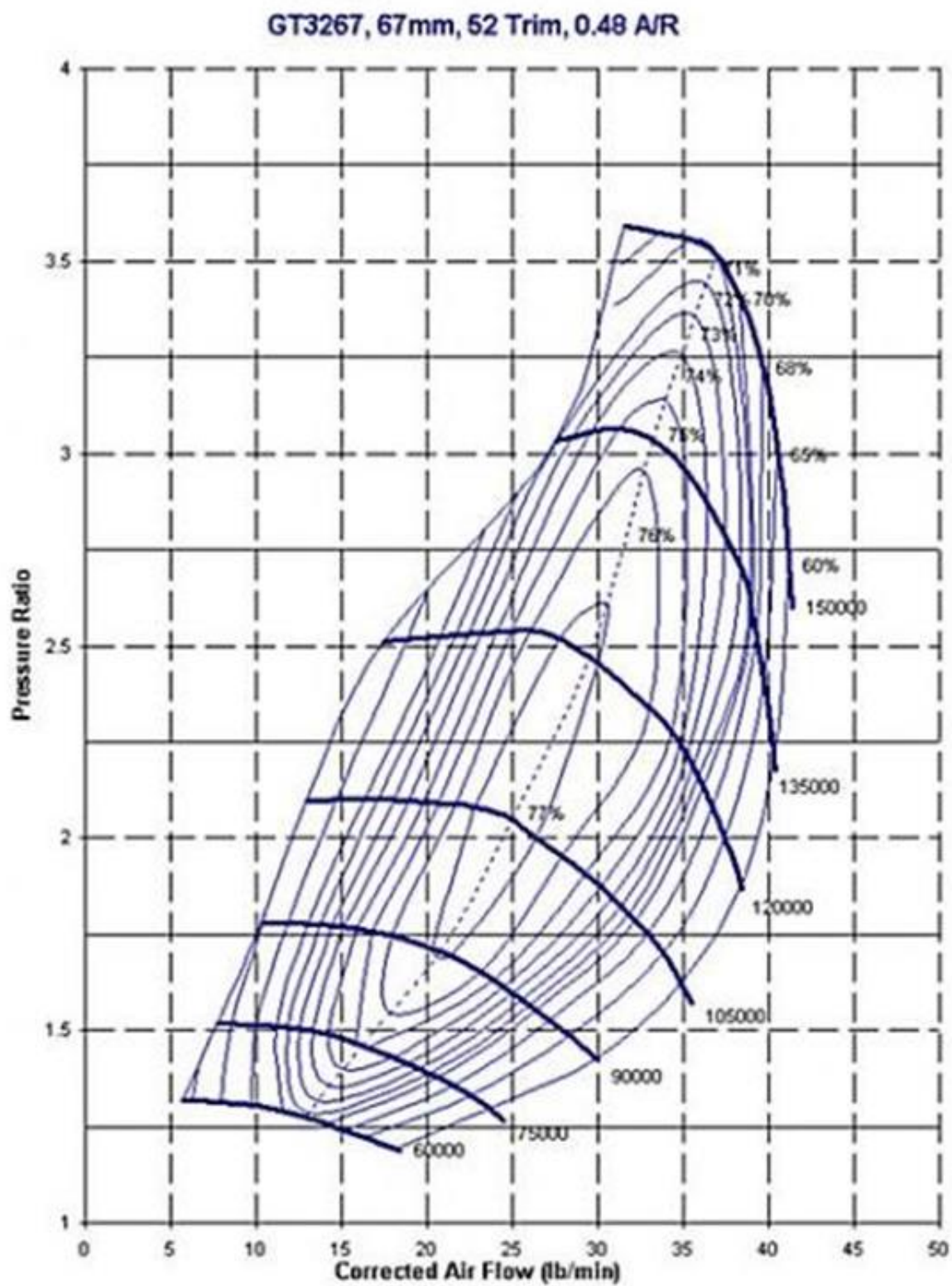


Рисунок Б.11 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 3267»

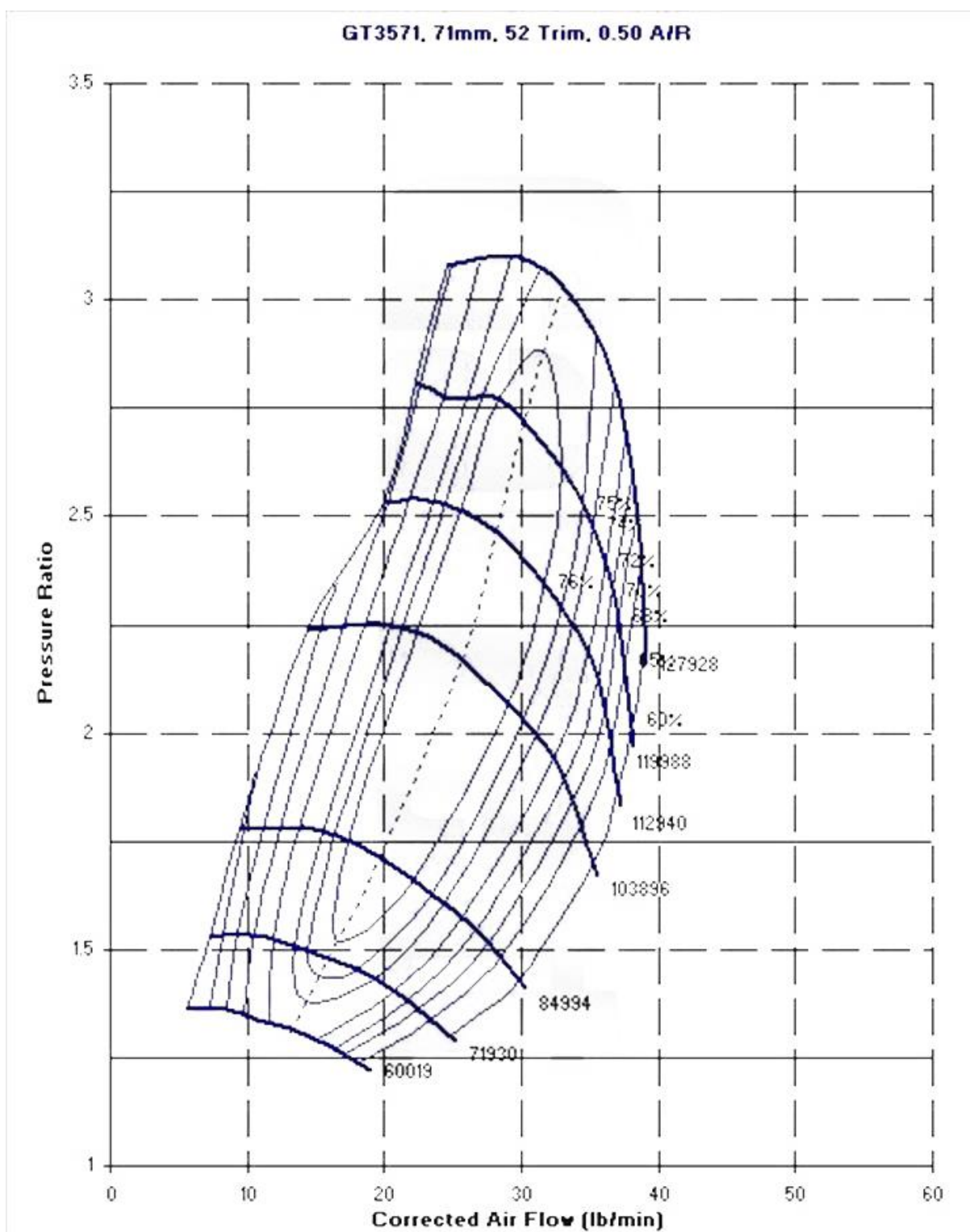


Рисунок Б.12 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 3571»

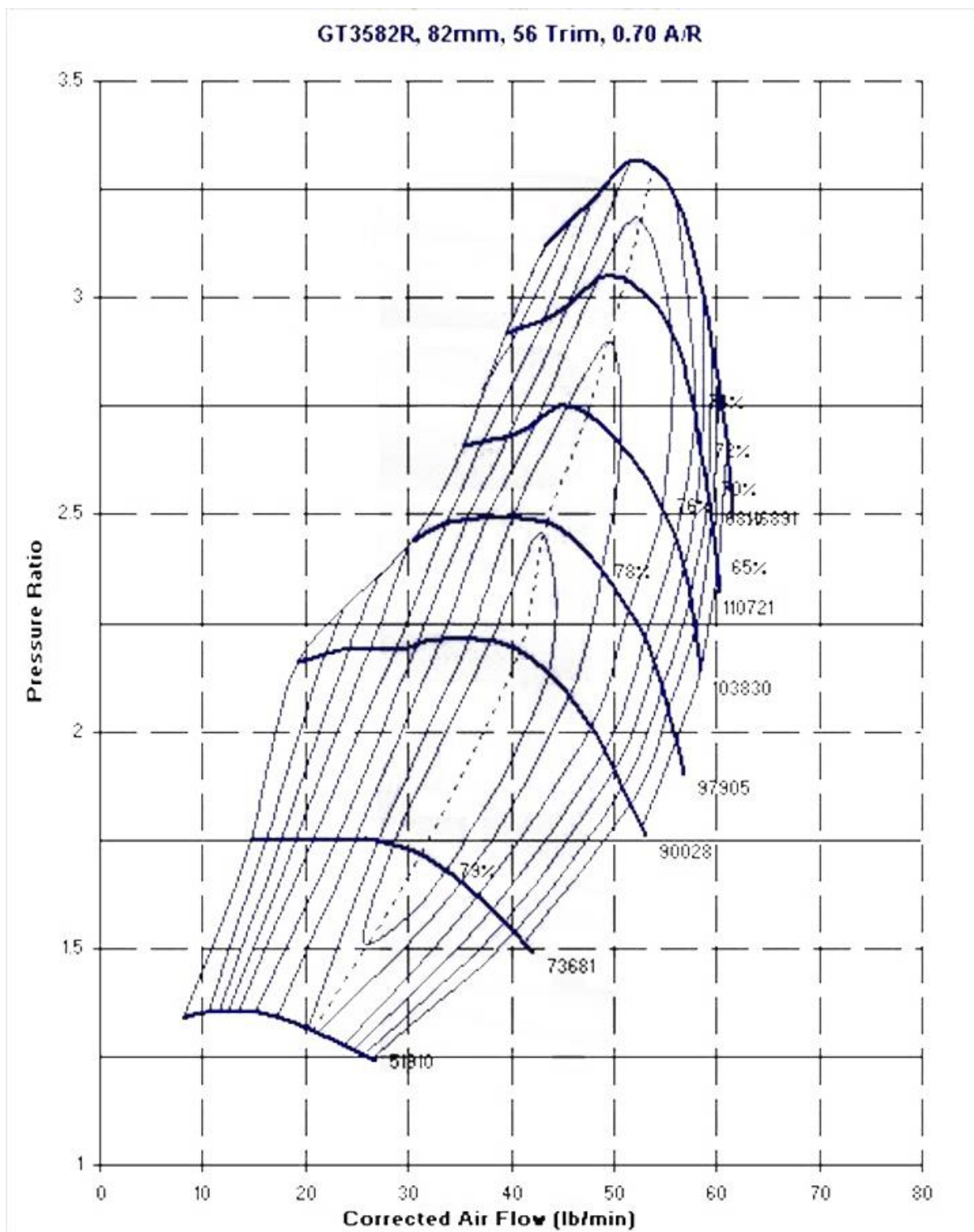


Рисунок Б.13 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 3582R»

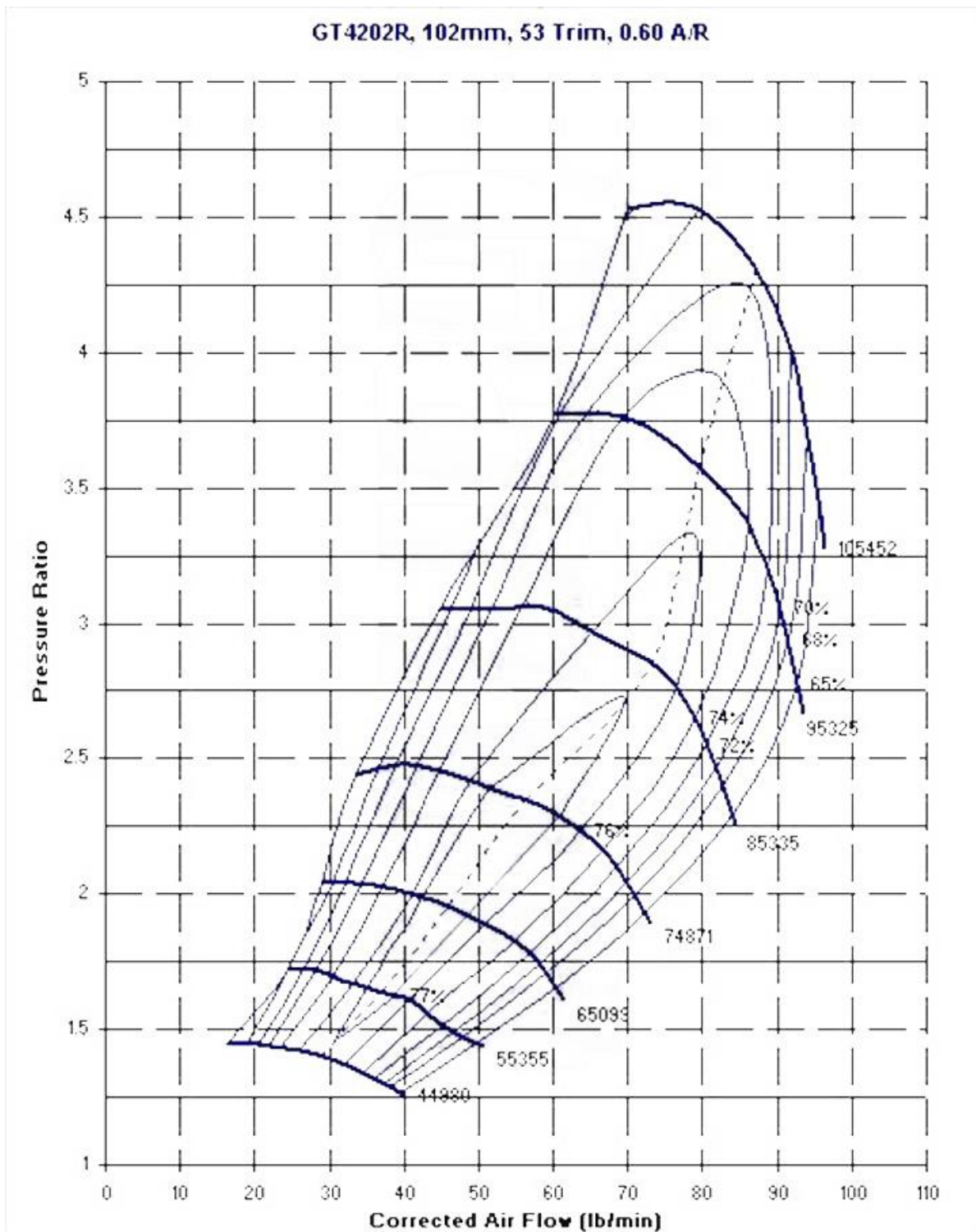


Рисунок Б.14 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 4202R»

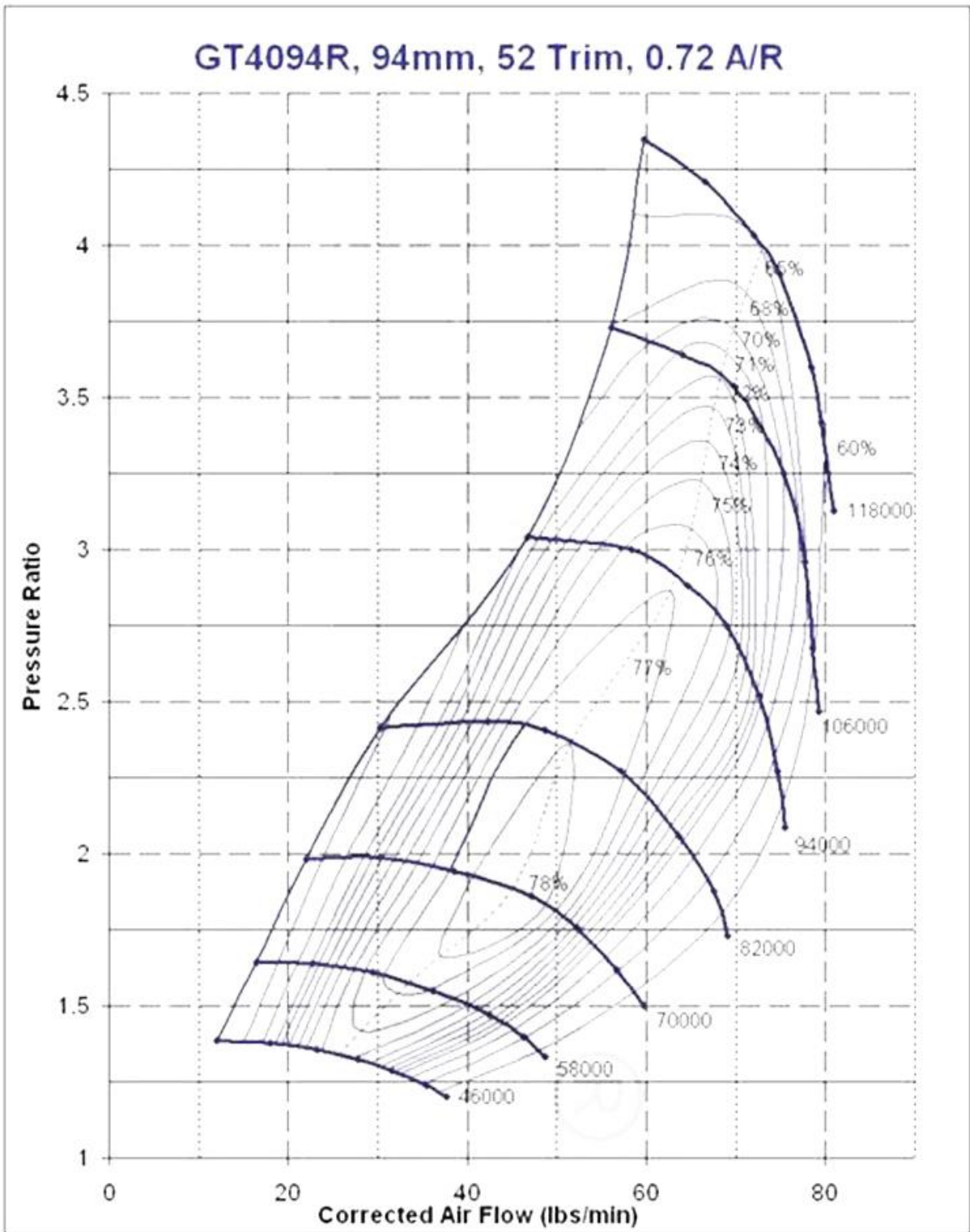


Рисунок Б.15 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 4094R»

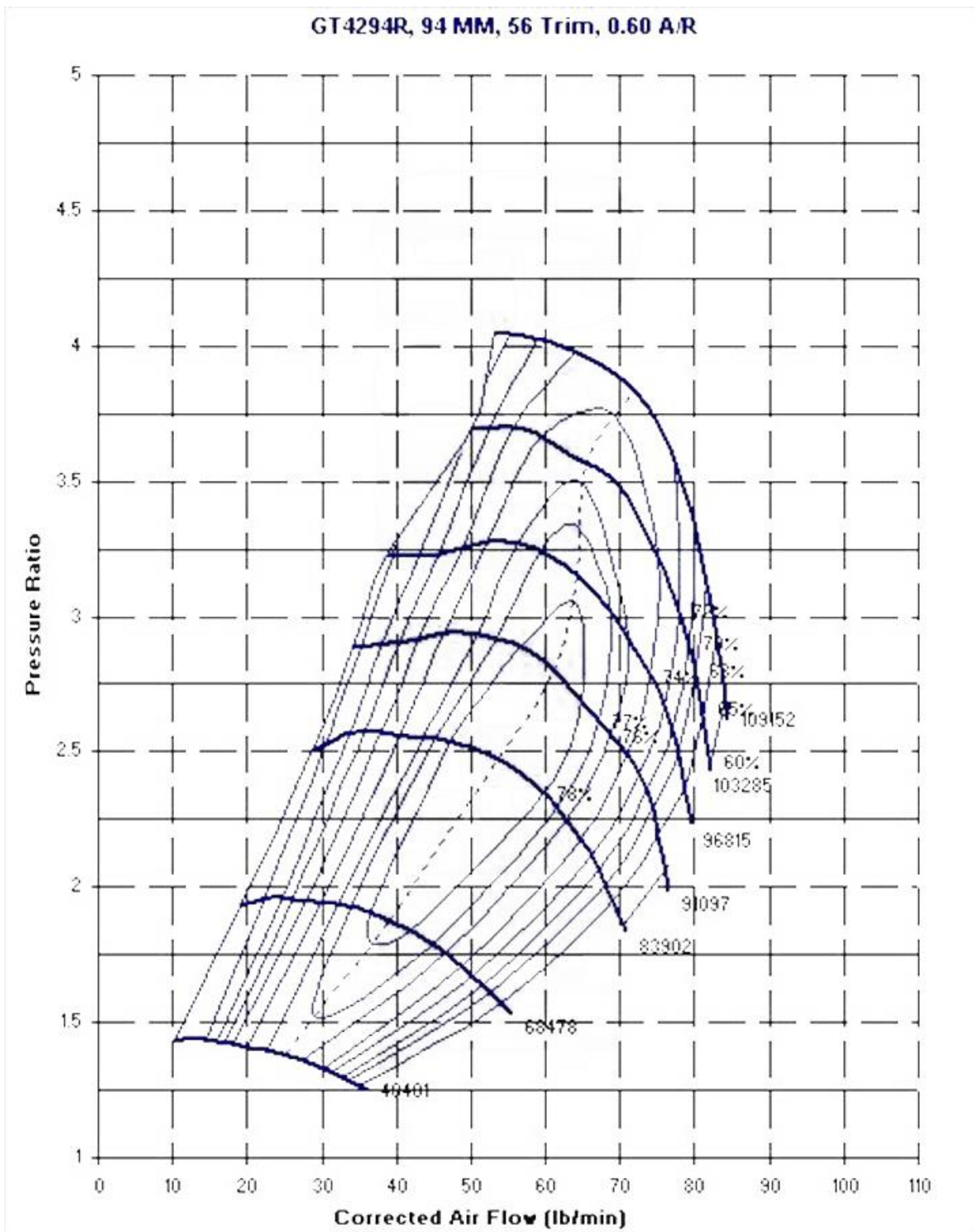


Рисунок Б.16 – Турбокарта турбокомпрессора «Garrett 4294R»

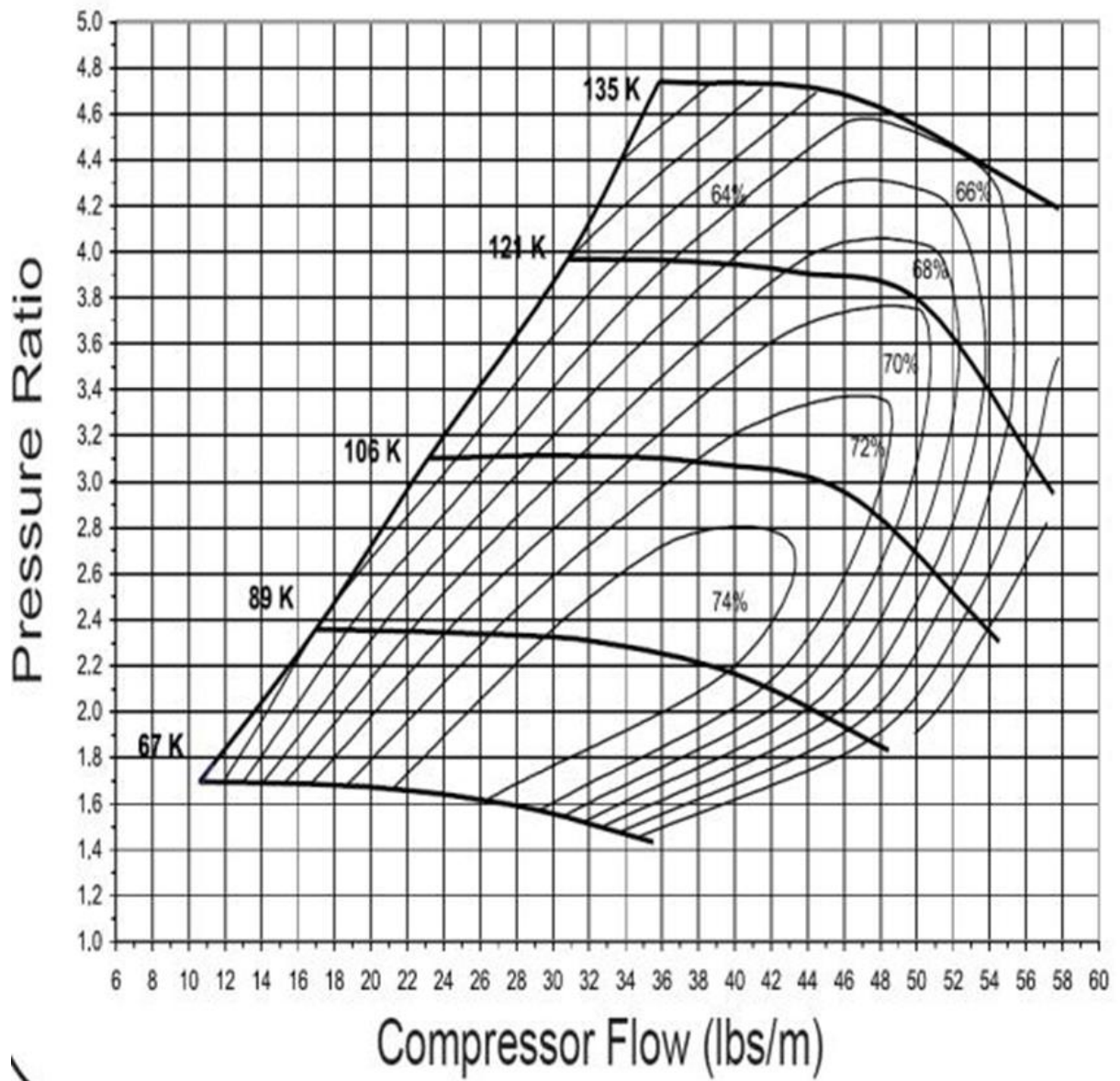


Рисунок Б.17 – Турбокарта турбокомпрессора S200

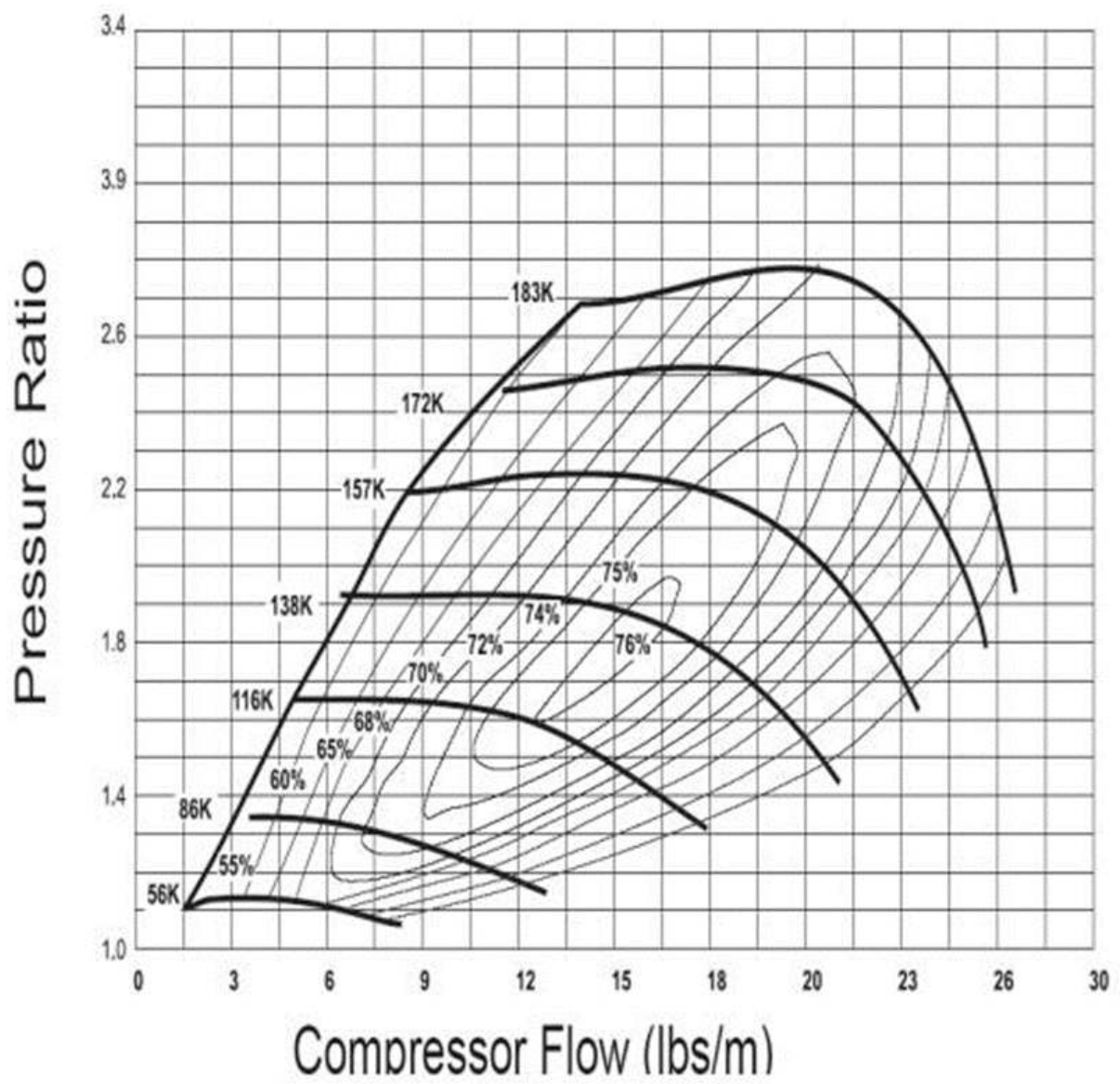


Рисунок Б.18 – Турбокарта турбокомпрессора K03-2075

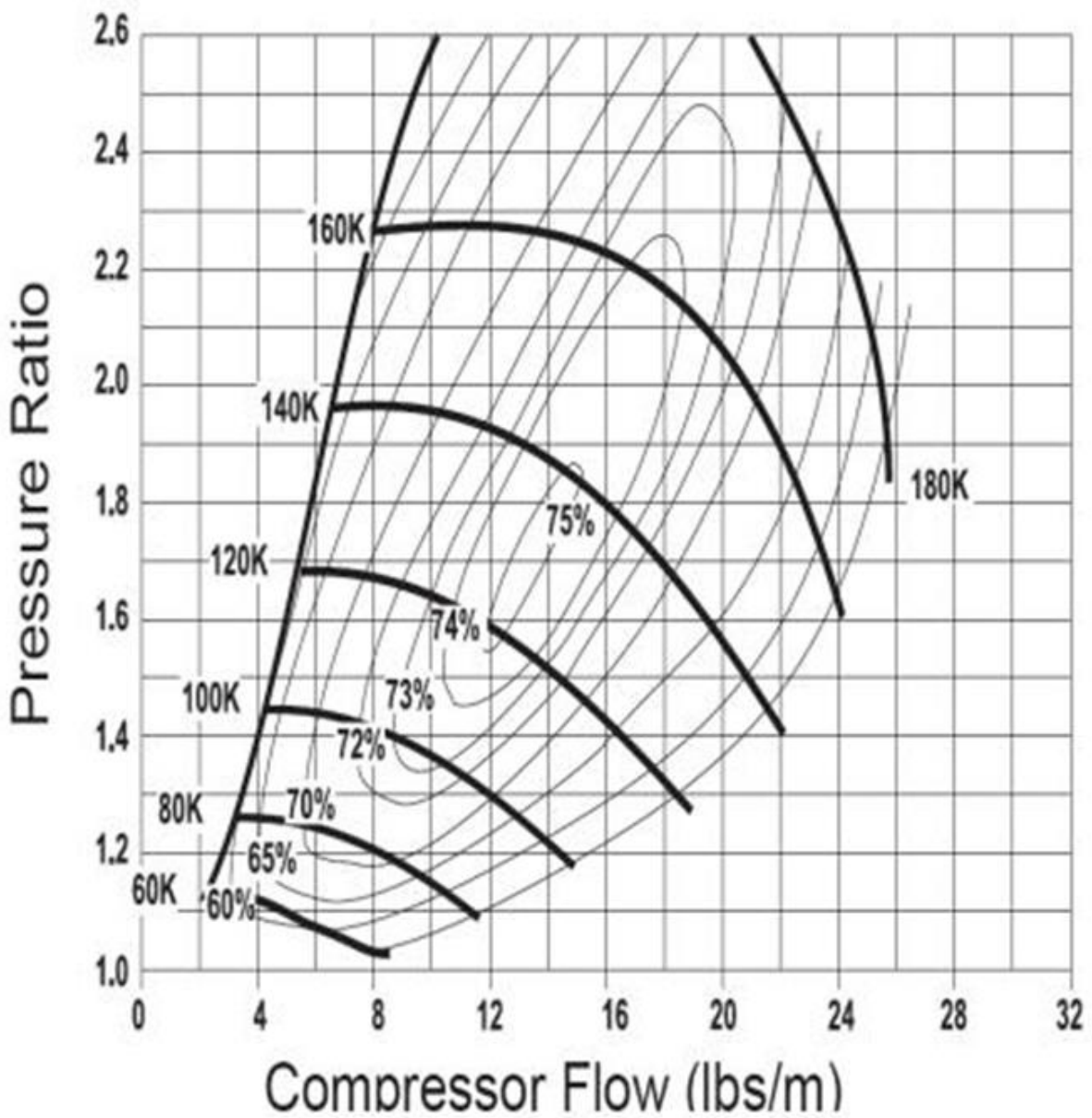


Рисунок Б.19 – Турбокарта турбокомпрессора К04-2075

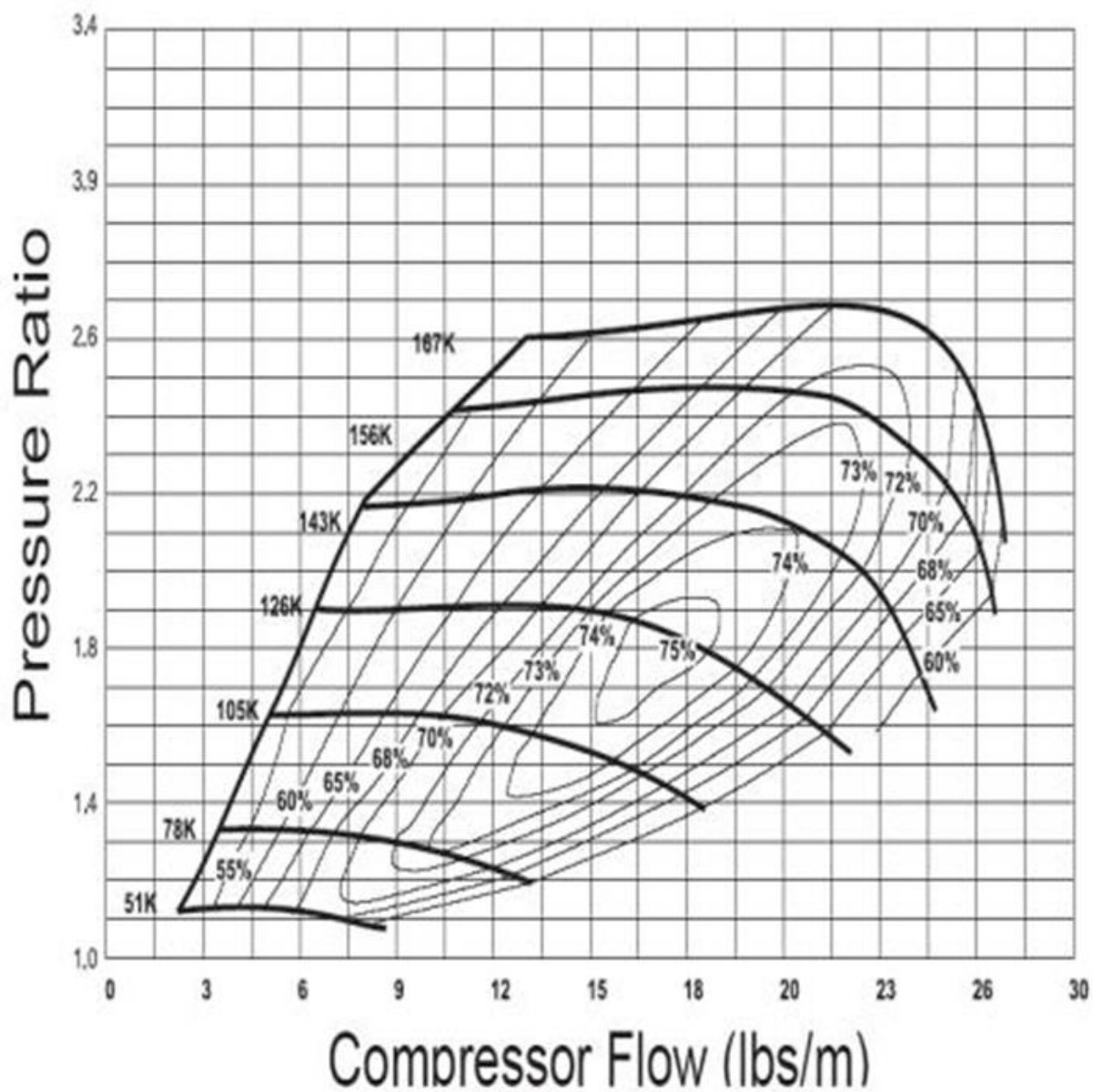


Рисунок Б.20 – Турбокарта турбокомпрессора К04-2275

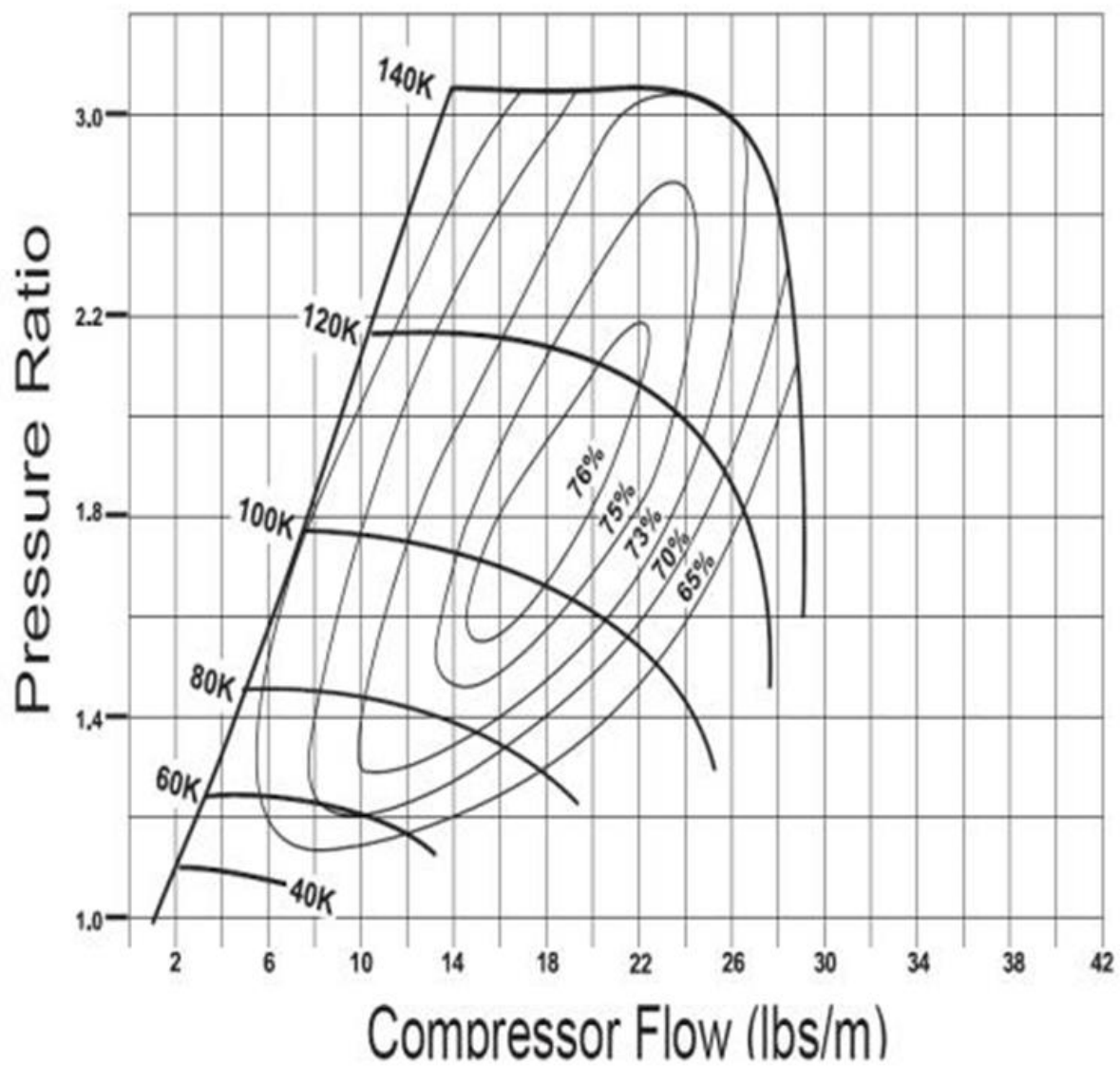


Рисунок Б.21 – Турбокарта турбокомпрессора К16-2467

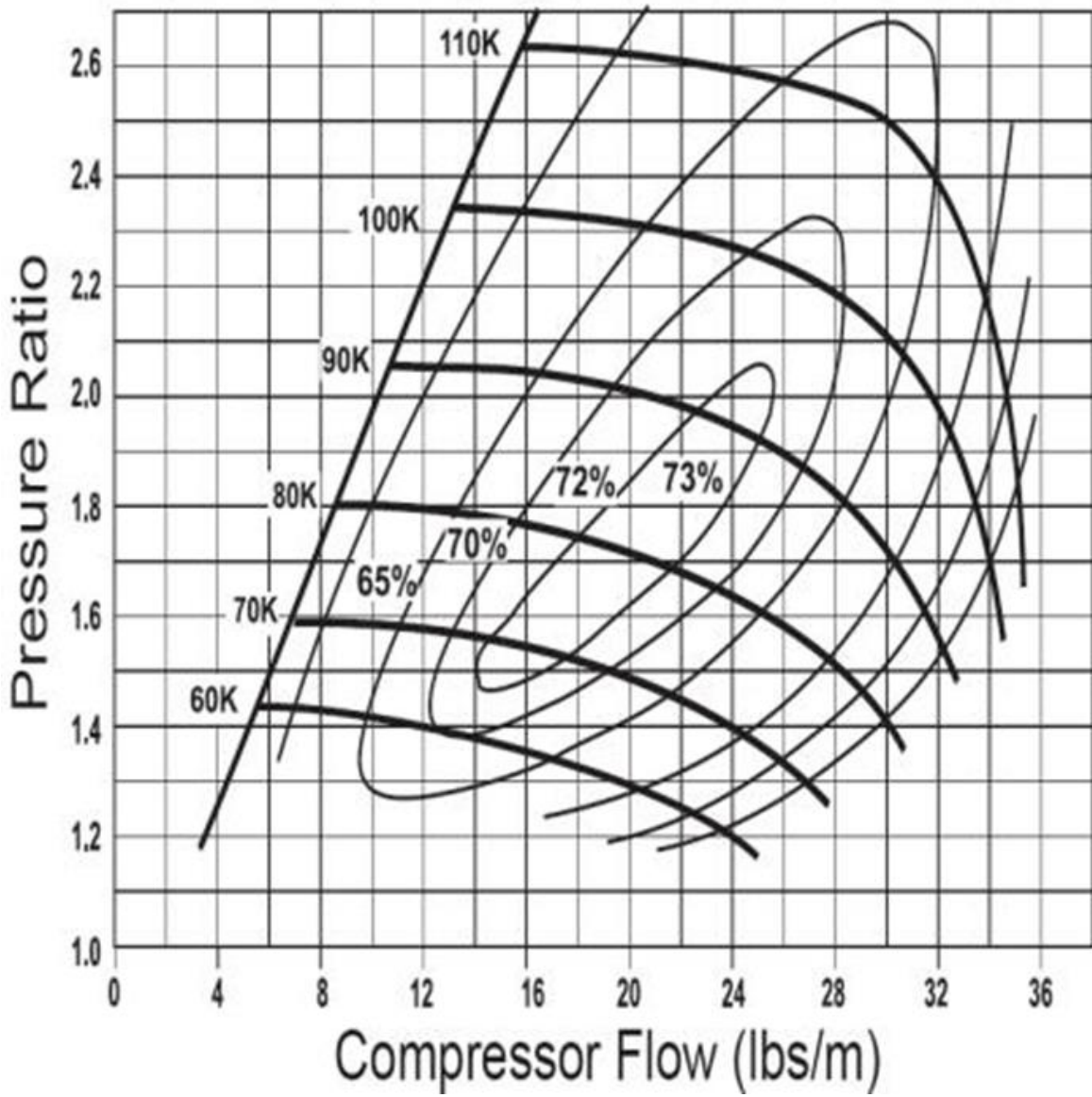


Рисунок Б.22 – Турбокарта турбокомпрессора К26-1

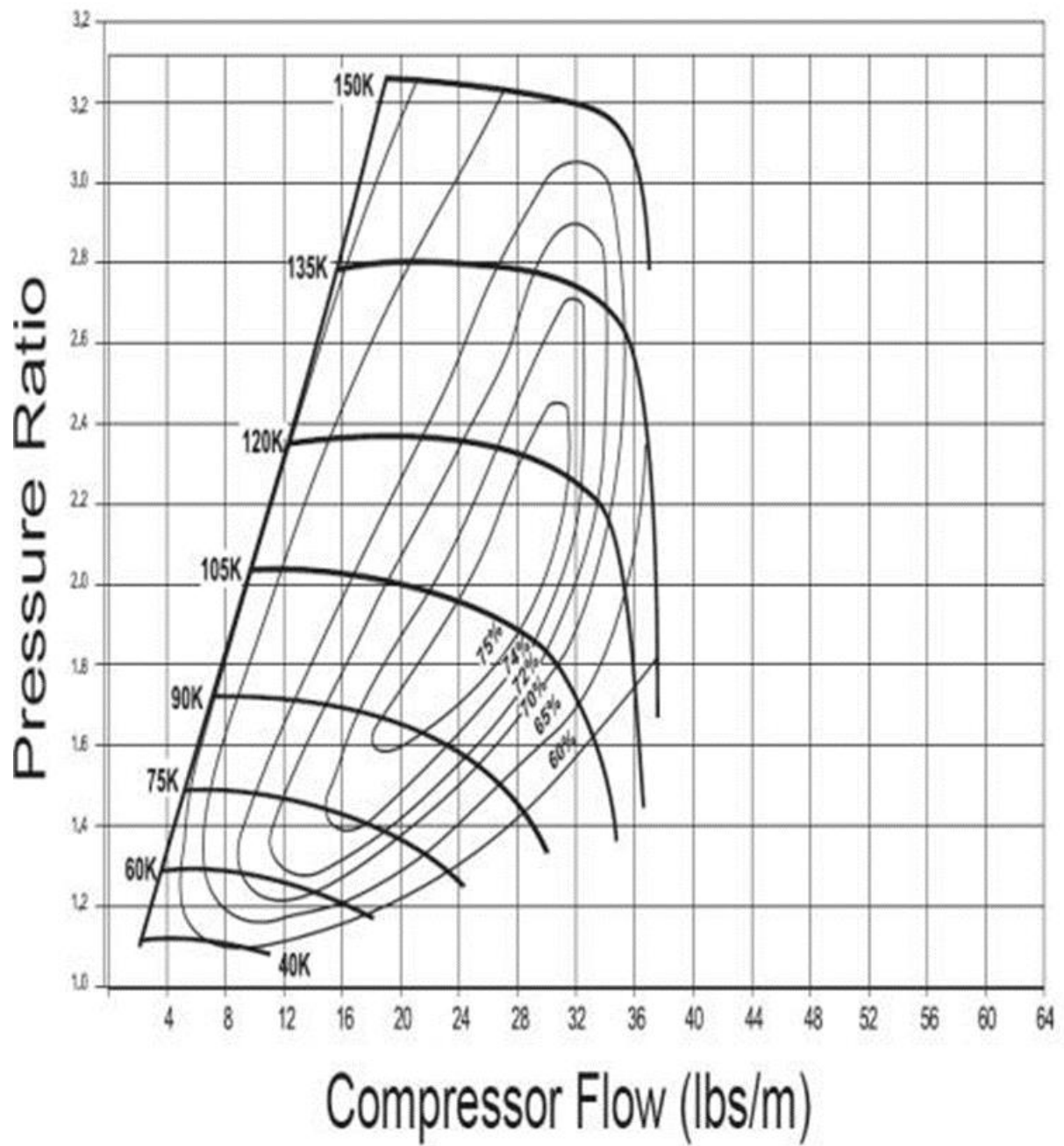


Рисунок Б.23 – Турбокарта турбокомпрессора К26-2

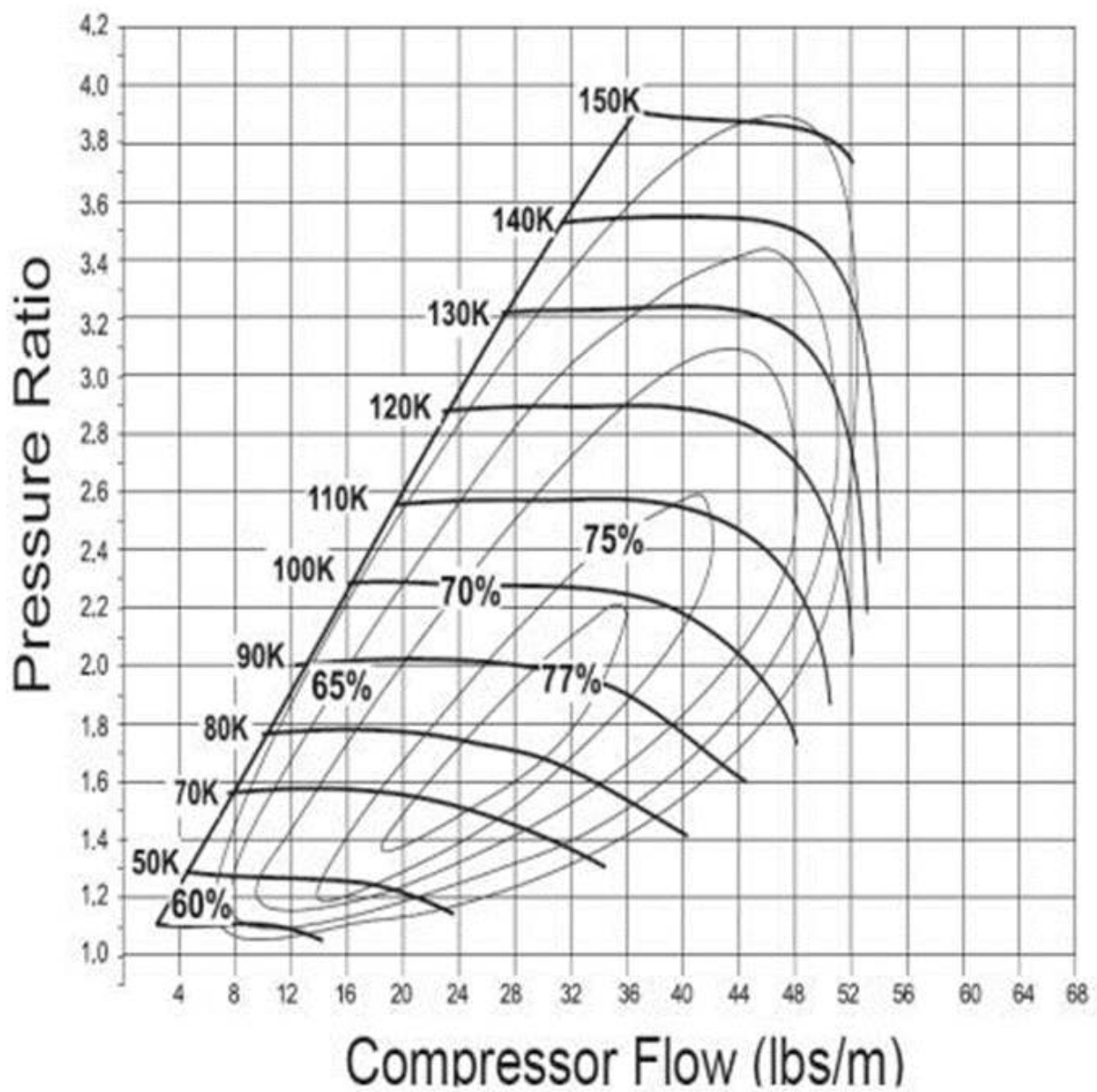


Рисунок Б.24 – Турбокарта турбокомпрессора K27

## Приложение В (рекомендуемое)

### Пример выполнения расчёта

Необходимо подобрать турбокомпрессор для автомобиля Hyundai Solaris, который будет обеспечивать прирост мощности, и не уменьшит ресурс двигателя.

Таблица В.1 – Исходные данные

Рабочий объём двигателя, см <sup>3</sup>	1396
Октановое число	95
Степень сжатия	10,5
Максимальная мощность, кВт	79 (6300)
Максимальный крутящий момент, Н·м	150 (5000)
Число цилиндров	4

#### В.1 Построение внешней скоростной характеристики двигателя внутреннего сгорания

Для построения графиков эффективного крутящего момента и эффективной мощности двигателя от частоты вращения используются следующие формулы:

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_e} \cdot \left( 1 + \frac{n_x}{n_e} - \left( \frac{n_x}{n_e} \right)^2 \right); \quad (\text{В.1})$$

$$M_{ex} = 30000 \cdot \frac{N_{ex}}{\pi \cdot n_x} \quad (\text{В.2})$$

где  $N_e$  – максимальная мощность двигателя;

$n_x$  – задаваемое число оборотов;

$n_e$  – максимальное число оборотов.

Для 1000 об/мин мощность и крутящий момент будут равны:

$$N_{ex} = 79 \cdot \frac{1000}{6300} \cdot \left( 1 + \frac{1000}{6300} - \left( \frac{1000}{6300} \right)^2 \right) = 14,21 \text{ кВт};$$

$$M_{ex} = 30000 \cdot \frac{14,21}{3,14 \cdot 1000} = 135,80 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Остальные значения рассчитываются аналогично. Результаты расчётов сводим в таблицу В.2.

Таблица В.2 – Мощность и крутящий момент двигателя

Параметры двигателя	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
N <sub>ex</sub> , кВт	14,21	30,51	47,00	61,79	72,97	78,65
M <sub>ex</sub> , Н·м	135,80	145,77	149,69	147,58	139,43	125,24

По данным таблицы В.2 построим графики зависимости мощности и крутящего момента от оборотов двигателя.

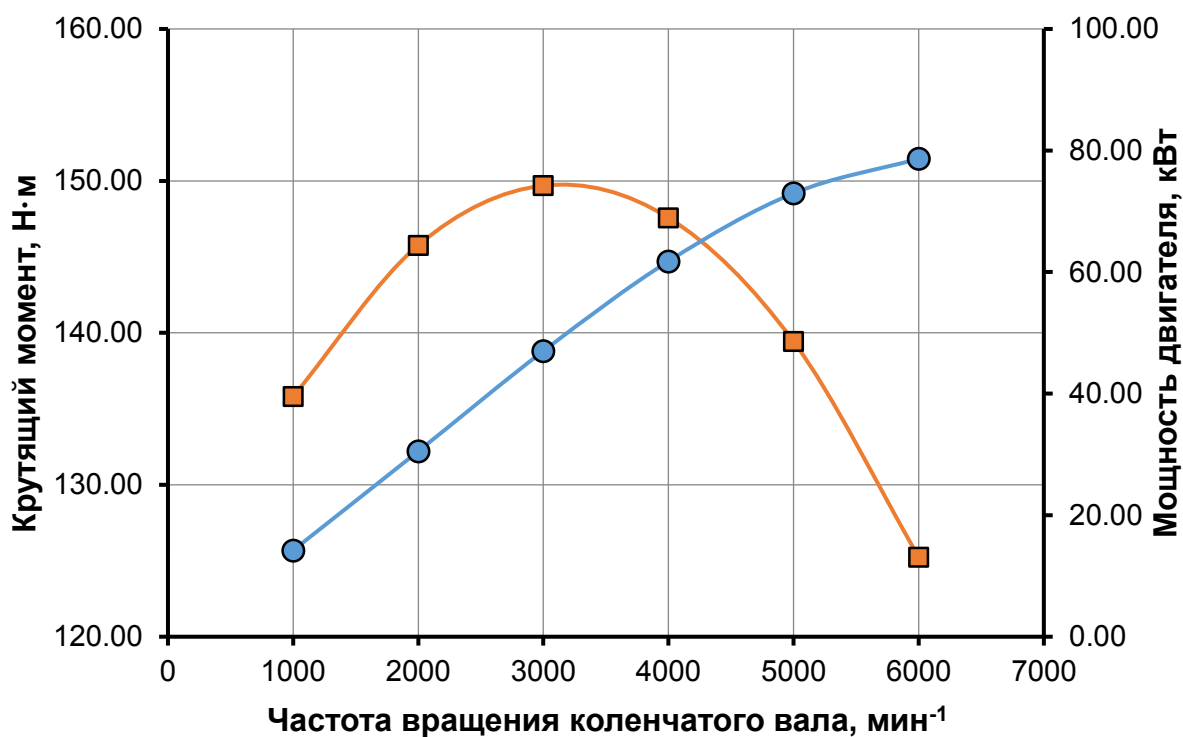


Рисунок В.1 – Графики мощности и крутящего момента

## В.2 Расчёт давления наддува

Для четырёхтактного двигателя эффективная мощность определяется выражением:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot n_e}{120} \quad (\text{В.3})$$

где  $V_h$  - рабочий объем двигателя, л;

$P_e$  – среднее эффективное давление, МПа.

После преобразования выражения (3) получим:

$$P_e = \frac{N_e \cdot 120}{V_h \cdot n_e} \quad (\text{В.4})$$
$$P_e = \frac{79 \cdot 120}{1,4 \cdot 6300} = 1,074 \text{ МПа.}$$

Величину давления воздуха на выходе из компрессора для четырёхтактных двигателей определяем из соотношения:

$$P_k = a_r \cdot P_e, \quad (\text{В.5})$$

где  $a_r$  – коэффициент, значение которого принимаются таким образом, чтобы  $P_k$  было равно примерно 0,1 МПа.

$$a_r = \frac{P_k}{P_e};$$
$$a_r = \frac{0,1}{1,074} \approx 0,093.$$

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = P_k / P_o, \quad (\text{B.6})$$

где  $P_o$  – давление на входе в компрессор, атмосферное давление,  $P_o = 0,0981$  МПа.

$$\pi_k = \frac{0,093}{0,0981} \approx 1 \text{ бар.}$$

В результате мы получили давление в 1 бар, что соответствует атмосферному двигателю.

Примем начальное давление производимое компрессором  $P_p = 0,3$  бара.

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\pi_k = 1 + P_p, \quad (\text{B.7})$$

$$\pi_k = 1 + 0,3 = 1,3 \text{ бара.}$$

Величина давления на выходе компрессора составит:

$$P_k = \pi_k \cdot P_o \quad (\text{B.8})$$

$$P_k = 1,3 \cdot 0,0981 = 0,127 \text{ МПа.}$$

Тогда среднее эффективное давление составит:

$$P_e = \frac{P_k}{a_r}, \quad (\text{В.9})$$

$$P_e = \frac{0,127}{0,093} = 1,37 \text{ МПа.}$$

Подставляя это значение  $P_e$  в формулу (3) можно найти мощность при выбранном наддуве.

$$N_e = \frac{1,37 \cdot 1,4 \cdot 6300}{120} = 100,78 \text{ кВт}$$

Так же с повышением давления на впуске повышается и степень сжатия:

$$\varepsilon_u = \varepsilon + (P_p)^2 \quad (\text{В.10})$$

где  $\varepsilon_u$  – итоговая степень сжатия,  
 $\varepsilon$  – геометрическая степень сжатия

$$\varepsilon_u = 10,5 + (0,3)^2 = 10,59$$

Данное повышение степени сжатия не скажется на ресурсе двигателя, и позволит использовать бензин с октановым числом 92.

Расчёт для других значений наддува производим аналогично, результаты заносим в таблицу В.3

Таблица В.3 – Параметры двигателя

Параметры	$P_p = 0,3$	$P_p = 0,5$	$P_p = 0,7$	$P_p = 0,9$	$P_p = 1,0$
$\pi_k$	1,30	1,50	1,70	1,90	2,00
$P_k$ , МПа	0,13	0,15	0,17	0,19	0,20
$P_e$ , МПа	1,37	1,58	1,79	2,00	2,11
$N_e$ , кВт	100,78	116,30	131,80	147,31	155,06
$\varepsilon_u$	10,59	10,75	10,99	11,31	11,50

При давлении 0,5 бара получаем прибавку мощности 46%. Соответственно, для дальнейшего расчёта выберем давление наддува 0,5 бара.

### В.3 Подбор турбокомпрессора

Для начала необходимо определить коэффициент давления при помощи следующей формулы:

$$P_r = \frac{P_p + A_p}{A_p}, \quad (\text{B.11})$$

где  $P_p$  – давление наддува (кПа),

$A_p$  – атмосферное давление (101,4 кПа на уровне моря; необходимо вычитать 3,4 кПа на каждые 305м выше уровня моря).

$$P_r = \frac{0,5 \cdot 100 + 101,4}{101,4} = 1,49 \text{ кПа.}$$

Рассчитаем температуру воздуха на выходе из компрессора, используя следующую формулу:

$$It = F \cdot (At + 190), \quad (\text{B.12})$$

где  $It$  – идеальное повышение температуры (°C),

$At$  – температура воздуха (°C),

$F$  – фактор из таблицы 4.

$$It = 0,12 \cdot (25 + 190) = 25,8 \text{ °C.}$$

Рассчитаем действительное увеличение температуры при помощи следующей формулы:

$$Rt = \frac{It \cdot 100}{E}, \quad (\text{13})$$

где  $Rt$  – действительное повышение температуры (°C),

$E$  – эффективность компрессора (предположим, она составляет 60%).

$$Rt = \frac{25,8 \cdot 100}{60} = 43 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура на выпуске компрессора будет составлять сумму внешней температуры воздуха и действительного повышения температуры:

$$Dt = At + Rt. \quad (14)$$

$$Dt = 25 + 43 = 68 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определив температуру на выпуске компрессора и рассчитав коэффициент давления ранее, определим коэффициент плотности, используя следующую формулу:

$$DR = \frac{(At+190) \cdot Pr}{(Dt+190)}; \quad (15)$$

где  $DR$  – коэффициент плотности компрессора,  
 $Dt$  – температура компрессора на выпуске, ( $^\circ\text{C}$ ),  
 $At$  – температура окружающей среды, ( $^\circ\text{C}$ ),

$$DR = \frac{(25+190) \cdot 1,69}{(68+190)} = 1,24.$$

Далее необходимо определить потока на впуске компрессора, чтобы затем полученные данные могли использоваться при составлении графика, который укажет, будет ли компрессор работать должным образом при заданном давлении наддува. Используем следующую формулу:

$$CF = \frac{L \cdot n \cdot VE \cdot DR}{808,5} \quad (16)$$

где  $CF$  – массовый расход воздуха, фут/мин,  
 $L$  – объем двигателя, л.  
 $n$  – максимальная частота вращения двигателя,  
 $VE$  – коэффициент наполнения цилиндра, 0,9.

$$CF = \frac{1,4 \cdot 1000 \cdot 0,9 \cdot 1,24}{808,5} = 1,94 \text{ фут/мин.}$$

Для остальных значений оборотов рассчитываем аналогично. Результаты расчетов сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Массовый расход воздуха

$n_e$	1000	2000	3000	4000	5000	6000
CF	1,94	3,88	5,82	7,76	9,70	11,63

Наиболее подходящим компрессором для данного двигателя является K03-2075. Турбокарта данного компрессора представлена на рисунке 1. На данной карте расставим расход воздуха, производимый данным компрессором на данном двигателе.

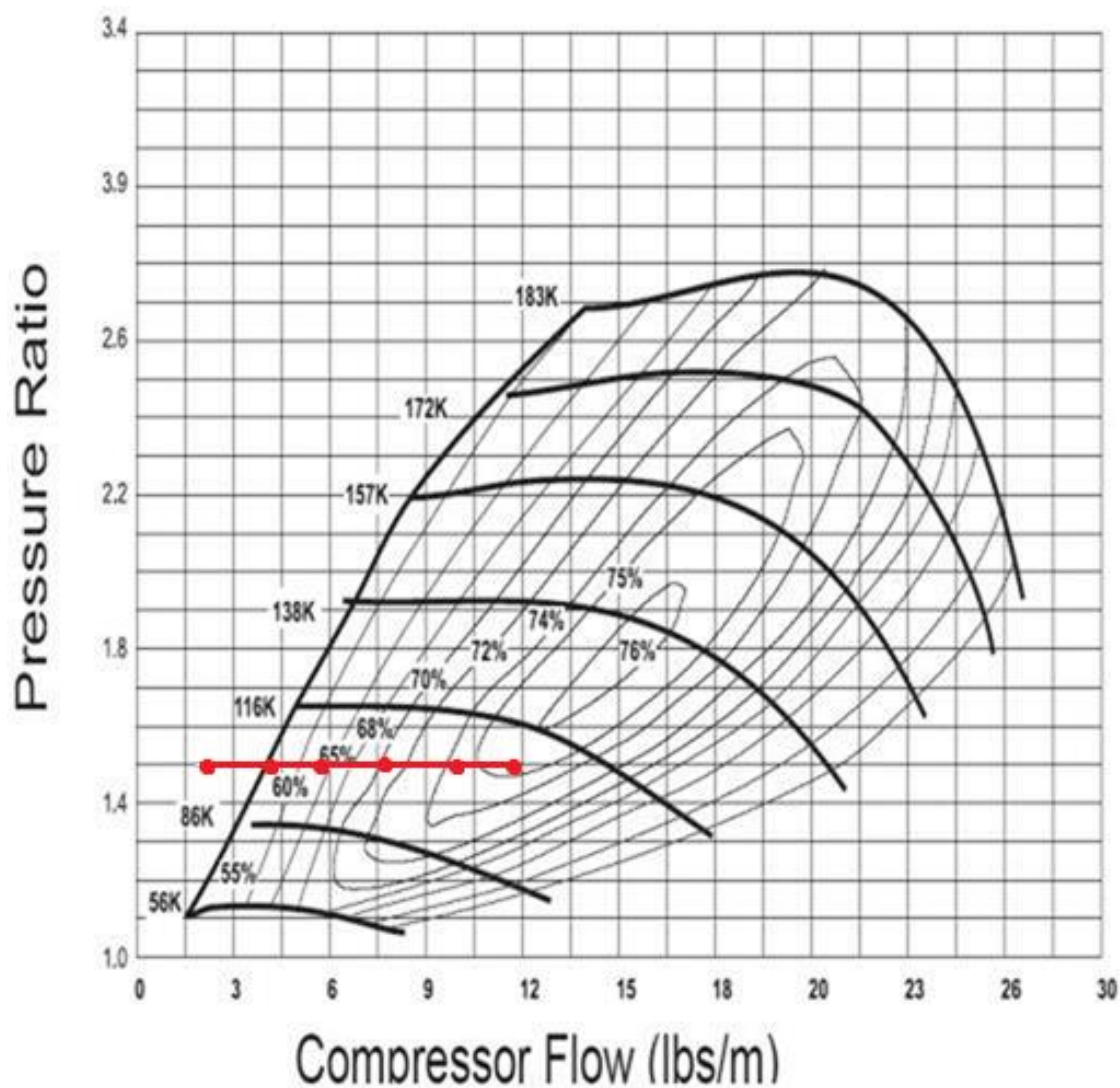
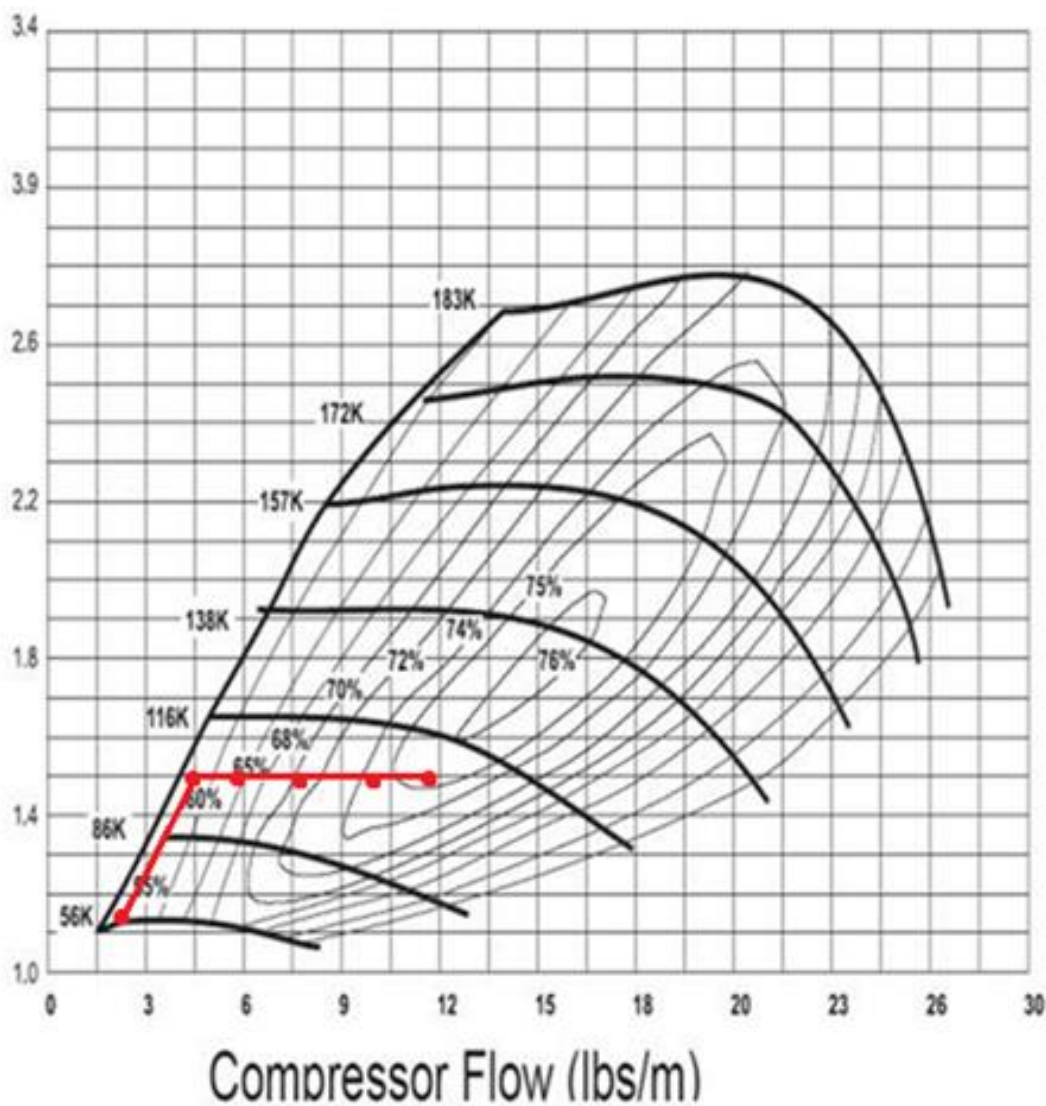


Рисунок В.2 – Турбокарта компрессора Garrett 1548



По данной карте мы видим, что компрессор на заданное давление 0,5 бара выйдет на 2000 об/мин и выше. Чтобы повысить его производительность, на 1000 оборотов необходимо снизить давление до 0,1 бар.

Рассчитаем мощность и крутящий момент двигателя при заданном давлении наддува. При 1000 об/мин получим:

$$N_e = \frac{1,16 \cdot 1,4 \cdot 1000}{120} = 13,5 \text{ кВт},$$

$$M_{ex} = 30000 \cdot \frac{13,5}{3,14 \cdot 1000} = 129,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далее рассчитываем аналогично. Полученные данные вносим в таблицу В.5.

Таблица В.5 – Мощность и крутящий момент после установки турбокомпрессора

Параметры двигателя	Частота вращения коленчатого вала, мин <sup>-1</sup>					
	1000	2000	3000	4000	5000	6000
N <sub>ex</sub> , кВт	13,54	36,92	55,38	73,84	92,30	110,76
M <sub>ex</sub> , Н·м	129,34	176,37	176,37	176,37	176,37	176,37

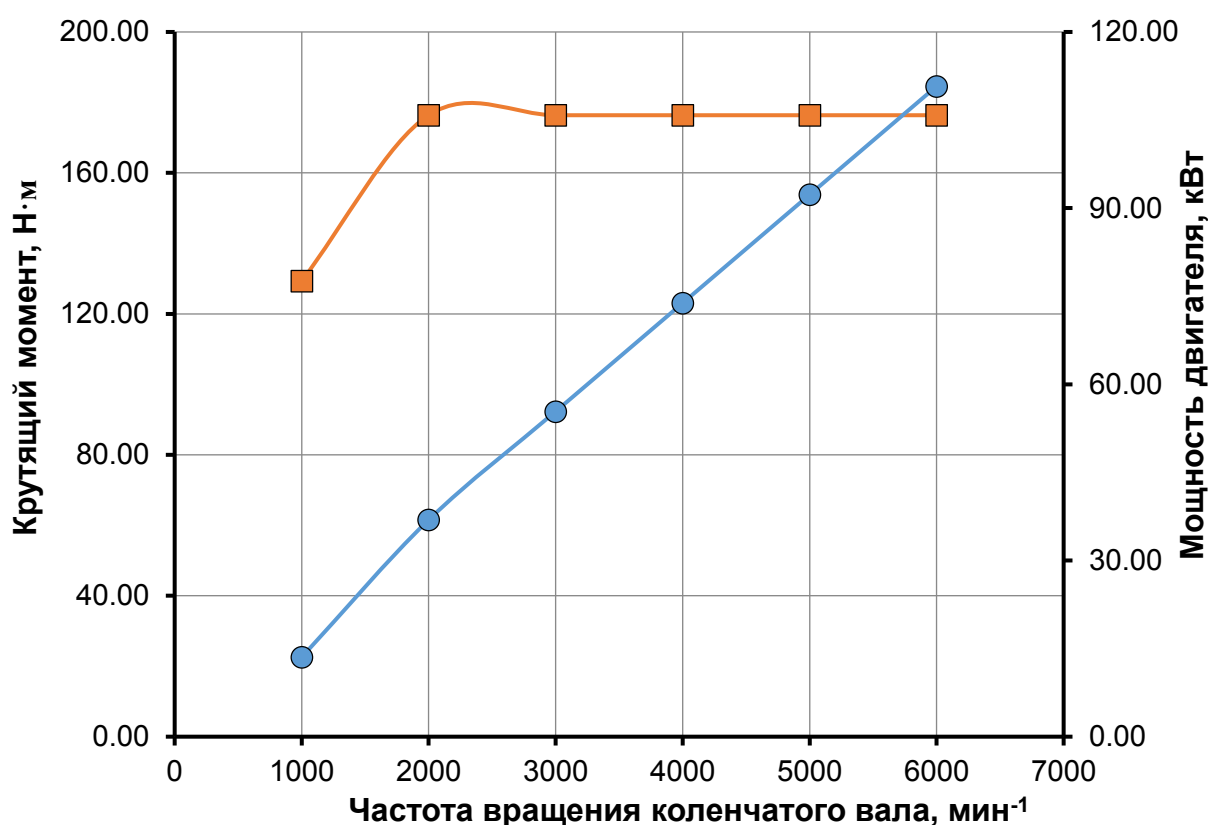


Рисунок В.3 – График мощности и крутящего момента после установки турбокомпрессора

*Учебное пособие*

**Пузаков Андрей Владимирович**

**Филатов Михаил Иванович**

**НАДДУВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ  
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**