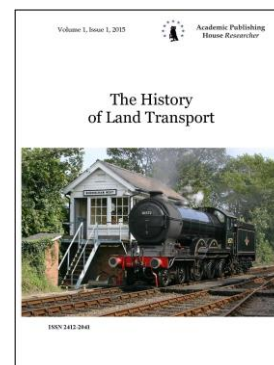


Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic
The History of Land Transport
Has been issued since 2015.
E-ISSN: 2413-760X
2019, 5(1): 30-35

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.30
www.ejournal38.com



Improving the Engine Efficiency by Installing the Turbo Compound System

Evgeniy V. Zhuravlev ^a, Aleksey N. Terentev ^a

^a Izhevsk state technical university, Russian Federation

Abstract

The engine was thermally calculated; on the basis of which a working draft of an engine with a working volume of 1596 cm³ can be developed using the Turbo Compound system. The calculated data of the main technical engine parameters with Turbo Compound System are presented. In conclusion, the authors note that an increase in pressure by the intake compressor also leads to undesirable consequences for the engine resource, to an increase in mechanical stresses on the parts of the crank mechanism and cylinder-piston group. In this regard, it is necessary to hold more detailed constructive-technological study of strength, resource and heat resistance of the most important parts of the engine – piston, piston rings, piston pin and others.

Keywords: internal combustion engine, turbocharging, engine power, turbocharger, pressure.

1. Введение

В каждом двигателе процентные показатели использования энергии разные, но в среднем они такие: энергия, которая преобразуется из тепловой в механическую (полезную) – 40–45 %; тепловая энергия, которая уходит на нагревание деталей двигателя – 20–25 %; тепловая энергия, которая уходит вместе с выхлопными газами – 30–40 %. (Ховак, 1977)

Для использования энергии, уходящей с выхлопными газами, был разработан специальный турбокомпаундный блок, благодаря которому энергия отработанных газов преобразуется в механическую энергию и через специальный привод передается на колен вал двигателя повышая его мощность (Патрахальцев, Савастенко, 2004). В настоящее время за использование данной системы взялись две компании – BMW и Scania. Основываясь на их опыте была выбрана тема для работы.

2. Результаты

Фактически турбокомпаунд Scania можно считать классическим примером рекуперации энергии – повторное использование той ее части, которая получена раньше, а затем бесполезно теряется. Достигнутые результаты оказались впечатляющими – турбокомпаунд дал прибавку к мощности двигателей Scania примерно в сорок лошадиных сил. Так что можно сказать, что турбокомпаунд оправдал ожидания инженеров компании Scania, обеспечив двигателям их разработки улучшенные характеристики.

Первый этап: выхлопные газы, идущие их выпускного коллектора, приходят в систему. В это время температура газов приблизительно равна 700 градусам. Выхлопные газы задействуются для привода обычного турбокомпрессора. В обычном компрессоре энергия – повышает эффективность горения топлива, тем самым увеличивая мощность и крутящий момент в двигателе. Далее выхлопные газы отправляются в блок турбокомпаунда. А в обычном двигателе они бы потратились впустую.

Второй этап: во время входа в турбокомпаундный блок, газы имеют температуру около 600 градусов. Энергия газов разгоняет вторую турбину до оборотов, примерно равных 55000 в минуту. Во время выхода газов из турбины, температура составляет около 500 градусов. После этих действий газы уходят через стандартную систему выпуска.

Третий этап: вращательное движение турбины передается с помощью пары понижающих, передаточных устройств. Эти устройства – это гидравлическая муфта и механические передачи. Муфта является согласующим элементом между частотами вращения турбины компаунда и маховика. Во время передачи движения турбины маховику, частота вращения турбины снижается приблизительно до 1900 оборотов в минуту. На маховике повышается вращательный момент, и его работа становится плавной и устойчивой.

Также, в ходе работы, была рассмотрена разработка немецких инженеров компании BMW под названием «Турбостимер». Разработчики были озабочены затрачиваемой впустую энергией отработанных газов, и пришли к созданию гибрида ДВС и паровой машины.

Проект BMW Turbosteamer стартовал еще в 2000 году, но только спустя пять лет инженеры немецкой компании представили 4-цилиндровый мотор объемом 1.8 л, который выдавал на 15 лошадиных сил больше мощности и на 20 Нм крутящего момента, но при этом был экономичнее своих аналогов на 15 %.

Технология Turbosteamer базируется на паровой турбине, которую в 1884 году запатентовал Шарль Парсонс. Происходит все следующим образом: вода нагревается до состояния пара, используя тепло во впускном коллекторе и системе охлаждения. Пар поступает в небольшую турбину, соединенную с коленчатым валом. Паровой привод Turbosteamer позволяет использовать до 80–90% энергии выхлопных газов, повышая эффективность работы системы на 10–15 %.

Традиционно существует три пути повышения коэффициента полезного действия (КПД) и мощности двигателя. Они проистекают из условий его теплового баланса – располагаемая энергия в приблизительно равных долях распределяется между эффективной мощностью, отводом в систему охлаждения и энергией выхлопных газов. Основным путем повышения КПД является улучшение протекания процессов смесеобразования и сгорания. С каждым годом этот процесс позволяет совершать небольшие шаги по улучшению двигателей. Идея понижения теплоотвода в систему охлаждения за счет теплоизоляции камер сгорания была популярна в 90-х годах прошлого века. В настоящий момент в силу ряда причин этот путь признан несостоятельным.

Таким образом, основным способом радикально увеличить основные показатели ДВС (двигателя внутреннего сгорания) является использование энергии выхлопных газов. Турбонаддув уже давно применяется во всех областях поршневого двигателестроения. Компаунд является относительно новым веянием. Исторически первыми компаундными двигателями были авиационные ДВС. Они демонстрировали высокие показатели даже по нынешним временам, так например, удельный расход бензинового АПД ВД – 4К составлял 217 г/кВт*ч (160 г/л.с.ч.).

Турбокомпаунд стал следующим логическим шагом развития поршневых двигателей после внедрения турбонаддува. Повышая основные целевые характеристики (мощность, экономичность), компаунд в совершенстве дополняет газотурбинный наддув. Его внедрение становится возможным с постепенным развитием технологий производства и, как следствие, ростом эффективности турбин.

Основной трудностью при использовании компаундной схемы является создаваемое турбиной противодавление, ведущее к снижению наполнения и эффективности поршневой части.

В настоящий момент главной проблемой на пути внедрения турбокомпаундных двигателей является снижение их эффективности при уходе с режима номинальной мощности. Также существуют проблемы, связанные с колебательными процессами и влиянием инерции на эффективную работу турбины. Таким образом, большинство проблем сводятся к необходимости обеспечения эффективной работы на значительном диапазоне режимов работы двигателей.

Существует множество различных схем компаундных двигателей. Их можно разделить по следующим критериям: типу двигателя, наличию наддува и типу трансмиссии.

Чтобы было понятно, благодаря внедрению турбокомпаунда было достигнуто:

- Повышение мощности двигателя при не относительно не высоких частотах вращения коленвала двигателя;
- Экономия топлива;
- Устойчивость работы двигателя при резких перепадах в режимах работы автомобиля;
- Мягкая, без рывковая работа двигателя, что достигается постоянной передачи дополнительной мощности от турбокомпаунда к коленвалу, благодаря чему выравнивается пульсация нагрузок;
- Более комфортное вождение автомобиля, на котором установлен турбокомпаунд.

Технологии не стоят на месте. Стремление увеличения эксплуатационных качеств двигателей за счет его скрытых возможностей является перспективным направлением для многих автомобильных компаний и пример с турбокомпаундом, который реализовала компания Scania, является хорошим примером для подражания. Источник: <https://auto-topik.ru/vse-pro-avtomobili/550-turbokompaund.html>

За основу моего расчета принят двигатель ВАЗ 11183-1000260 с системой турбонаддува. Принцип работы исследуемой схемы основан на использовании высокой температуры отработавших газов, и на естественном нагревании выпускного трубопровода автомобиля. До нейтрализатора устанавливается водяной бак, обхватывающий выхлопную трубу, таким образом, теплообменник принимает вид «труба в трубе». Далее вода преобразуется в пар, и под давлением раскручивает следующий элемент установки, паровую турбину. Наглядно посмотреть схему установки можно посмотреть на [Рисунке 1](#).

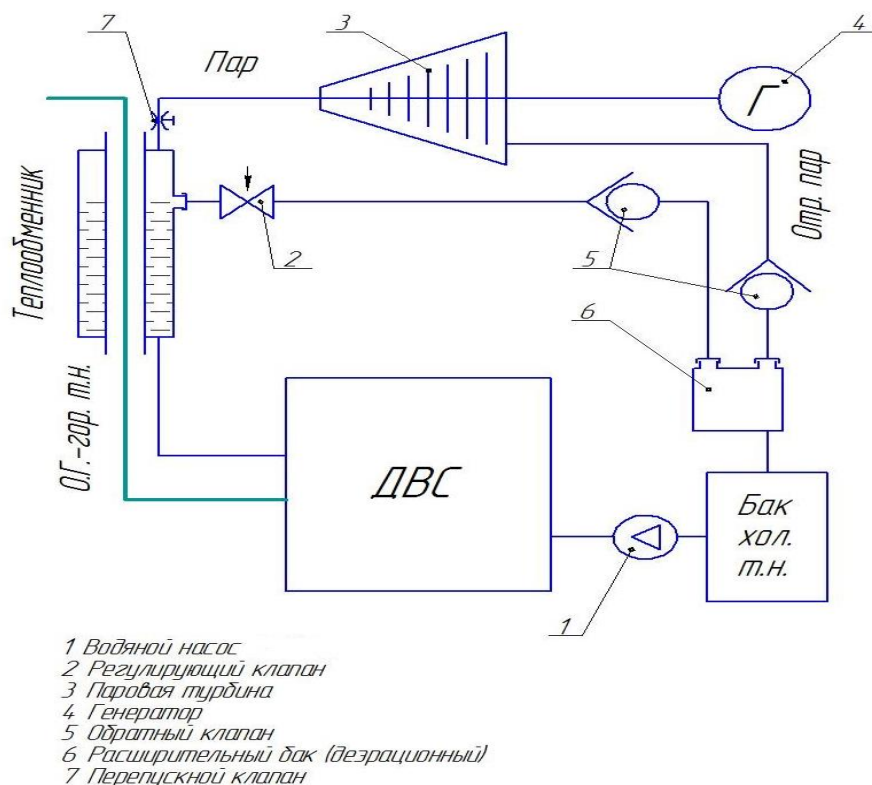


Рис. 1. Принципиальная схема

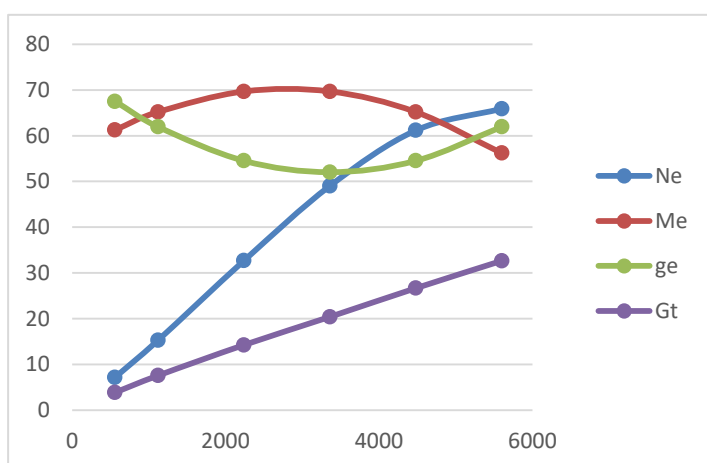
Тепловой расчёт двигателя ВАЗ 11183-1000260 с системой турбонаддува

Как было отмечено ранее, за основу расчета принят двигатель ВАЗ 11183-1000260 с характеристиками, приведенными в [Таблице 1](#).

Таблица 1. Основные параметры двигателя ВАЗ 11183-1000260

Тип двигателя по способу воспламенения рабочей смеси	Искровой
Тип двигателя по роду применяемого топлива	Бензин
Наличие или отсутствие наддува	Отсутствует
Тип охлаждения	Жидкостное
Тип топливной системы	Электронный впрыск топлива
Число клапанов на цилиндр	4
Количество цилиндров и их расположение, порядок работы	4-Р 1-3-4-2
Тактность двигателя	4-хтактный
Номинальная эффективная мощность при номинальной частоте вращения	60 кВт при 5200 об/мин
Максимальный крутящий момент	120 Нм при 2700 об/мин
Минимальная частота вращения коленчатого вала	850 об/мин
Степень сжатия	10
Диаметр цилиндра	82 мм
Ход поршня	75,6мм
Рекомендуемое топливо	АИ-95
Рабочий объем цилиндра	1596см ³

Расчет двигателя проводился для режимов: минимальной частоты вращения при $n_e = 850$ об/мин, максимального крутящего момента при $n_e = 2700$ об/мин, номинальной мощности при $n_e = 5200$ об/мин, максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при $n_e = 6000$ об/мин (Колчин, Демидов, 2002; Гаврилов и др., 2003). Значения полученных расчетных параметров мощности и крутящего момента двигателя приведены на Рисунке 1. Здесь же представлены значения «Наддува» – давления создаваемого компрессорами – механическим и турбокомпрессором.

**Рис. 2.** Внешние характеристики двигателя

N_e – эффективная мощность
 M_e – максимальный крутящий момент
 g_e – удельный расход топлива
 G_t – часовой расход топлива

3. Заключение

Был проведен тепловой расчет двигателя ВАЗ 11183-1000260, на основании которого спроектирован двигатель рабочим объемом 1596 см³ с системой Турбокомпаунд. Спроектированный двигатель имеет следующие характеристики: – номинальная мощность $N_e=95$ кВт, она увеличилась на 35 кВт (58 %) относительно исходной, – максимальный крутящий момент $M_e \max=173$ Н·м, что выше исходного значения на 60 Н·м (50 %).

Литература

Автомобильные двигатели – Автомобильные двигатели. Под редакцией М.С. Ховака. М.: Машиностроение, 1977. 91 с.

Анурьев, 1992 – Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 3. М.: Машиностроение, 1992. 563 с.

Бухмиров и др., 2013 – Бухмиров В.В., Ракутина Д.В., Солнышкова Ю.С., Пророкова М.В. Тепловой расчет рекуперативного теплового аппарата. УИУНЛ ИГЭУ, 2013. 124 с.

Гаврилов и др., 2003 – Гаврилов А.А., Игнатов М.С. Эфрос В.В. Расчет циклов поршневых двигателей. Учебное пособие. Владимир Владим. Гос. Ун-т. 2003. 124 с.

Двигатели внутреннего сгорания – Двигатели внутреннего сгорания. В 3-х кн. Кн. 2. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина. М.: Высшая школа, 1995. 319 с.

Колчин, Демидов, 2002 – Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. 496 с.

Орлин, Круглов, 1984 – Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. М.: Машиностроение, 1984, 383 с.

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

Степанов, 1964 – Степанов Ю.А. Конструкция и расчёт автотракторных двигателей. М.: Машиностроение, 1964. 552 с.

Шестопалов, 2001 – Шестопалов С.К. Устройство, техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей. М.: ПрофОбрИздат, 2001. 544 с.

References

Anur'ev, 1992 – Anur'ev V.I. (1992). Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya [Reference of designer-mechanical engineer]. Т. 3. М.: Mashinostroenie, 563 p. [in Russian]

Avtomobil'nye dvigateli – Avtomobil'nye dvigateli [Automobile engines]. Pod redaktsiei M.S. Khovaka. М.: Mashinostroenie, 1977. 91 p. [in Russian]

Bukhmirov i dr., 2013 – Bukhmirov V.V., Rakutina D.V., Solnyshkova Yu.S., Prorokova M.V. (2013). Teplovoi raschet rekuperativnogo teplovogo apparata [Thermal calculation of the recuperative thermal apparatus]. UIUNL IGEU, 124 p. [in Russian]

Dvigateli vnutrennego sgoraniya – Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Engines of internal combustion]. V 3-kh kn. Kn. 2. Dinamika i konstruirovaniye. Pod red. V.N. Lukanina. М.: Vysshaya shkola, 1995. 319 p. [in Russian]

Gavrilov i dr., 2003 – Gavrilov A.A., Ignatov M.S. Efros V.V. (2003). Raschet tsiklov porshnevykh dvigatelei [Calculation of cycles of piston engines]. Uchebnoye posobie. Vladimir Vladim. Gos. Un-t. 124 p. [in Russian]

Kolchin, Demidov, 2002 – Kolchin A.I., Demidov V.P. (2002). Raschet avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei [Calculation of automobile and tractor engines]. М.: Vysshaya shkola, 496 p. [in Russian]

Orlin, Kruglov, 1984 – Orlin A.S., Kruglov M.G. (1984). Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Konstruirovaniye i raschet na prochnost' porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei [Internal combustion engines. Design and calculation of the strength of piston and combined engines]. М.: Mashinostroenie, 383 p. [in Russian]

Patrakhal'tsev, Savastenko, 2004 – Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. (2004). Forsirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya nadduvom [Forcing of internal combustion engines supercharged]. М.: Legion-Avtodata, 176 p. [in Russian]

Shestopalov, 2001 – *Shestopalov S.K.* (2001). *Ustroistvo, tekhnicheskoe obsluzhivanie i remont legkovykh avtomobilei* [Device, maintenance and repair of passenger cars]. M.: ProfObrIzdat, 544 p. [in Russian]

Stepanov, 1964 – *Stepanov Yu.A.* (1964). *Konstruktsiya i raschet avtotraktornykh dvigatelei* [Design and calculation of automotive and tractor engines]. M.: Mashinostroenie, 552 p. [in Russian]

Повышение КПД двигателя путём установки системы «Турбокомпаунд»

Евгений Владимирович Журавлев ^a, Алексей Николаевич Терентьев ^a

^a Ижевский государственный технический университет, Российская Федерация

Аннотация. Были проведен тепловой расчет двигателя; на основании, которого может быть разработан рабочий проект двигателя рабочим объемом 1596 см³ с системой Турбокомпаунд. Представлены расчетные данные основных технических параметров двигателя с системой Турбокомпаунд. В заключении авторы отмечают, что увеличение давления компрессором на впуске приводит и к нежелательным последствиям для ресурса двигателя – к возрастанию механических напряжений на детали кривошипно-шатунного механизма и цилиндро-поршневой группы. В связи с этим, необходимо провести более детальную конструктивно-технологическую проработку прочности, ресурса и теплостойкости наиболее ответственных деталей двигателя – поршня, поршневых колец, поршневого пальца и др.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбонаддув, мощность двигателя, турбокомпрессор, давление