

УДК 621.436

*Румянцев В.В., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»,
e-mail: vvr1954@mail.ru*

*Бакирова Э.Р., студентка, 4 курс, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»,
e-mail: elmira.bakirova.01@mail.ru*

*Валиев Р.Ф., студент, 4 курс, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет»,
e-mail: valeika_omg@mail.ru*

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Аннотация: Приводится сравнительный анализ параметров комбинированных дизелей большегрузных автомобилей. Отмечено, что при существующих ограничениях по выбросам вредных веществ необходимо введение принципиальных изменений в рабочий процесс для достижения теплового коэффициента полезного действия двигателей более 0,5 и выше.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, дизель, сравнительный анализ, коэффициент полезного действия.

Сравнительный анализ основных параметров конкретных одностипных изделий позволяет оценить как общий уровень их совершенства, так и уровень совершенства конкретного изделия. Важной задачей анализа является определение путей совершенствования данных изделий.

Обычно для сравнения поршневых двигателей внутреннего сгорания и уровня их совершенства (развития) применяют такие параметры, как: среднее эффективное давление цикла P_e , литровая мощность N_e , удельный эффективный расход топлива g_e и т.д. При этом сравниваются двигатели одинакового рабочего объема V_h , одного класса по выбросам вредных веществ, конкретного назначения (автомобильные, тракторные, стационарные) и одной конструктивной схемы (рядные, V-образные и др.). Хотя последнее не обязательно.

Основным производителем большегрузных автомобилей категории N3 в Российской Федерации является ПАО КАМАЗ. На данные автомобили в настоящее время устанавливаются рядные шестицилиндровые двигатели с воспламенением от сжатия (дизели). Основные параметры дизелей КАМАЗ Р6 и дизелей основных зарубежных производителей приведены в таблице 1 [2-10].

Таблица 1

Основные показатели дизелей грузовых автомобилей

			КАМАЗ Р6	Daimle r	Volvo	MAN	Scania	DAF	Navist ar	Cumm ins	Weich ai
	Показател ь	Ед. изм.	КАМАЗ 910.10	ОМ 471	D13K 540	D2676	DC13 101	Рacca r MX13	A 26	X15	WP13
1	BBB	-	Евро-5	Euro-6	Euro-6	Euro-6	Euro-6	Euro-6	Euro-6	Euro-6	China 6
2	V_h	л	12	12.8	12.8	12.4	12.7	12.9	12.4	14.9	12.54
3	ε	-	17.5	18.3	17.8	18	18	17.7	18.5	18.9	-
4	D	мм	130	132	131	126	130	130	126	137	127
5	S	мм	150	156	158	166	160	162	166	169	165
6	S/D	-	1.15	1.18	1.21	1.32	1.23	1.25	1.32	1.23	1.30
7	Ne	кВт	331	390	397	353	368	375	389	416	412
8	n_N	мин ⁻¹	1900	1600	1800	1800	1900	1750	1700	1600	1900
9	$M_{e,max}$	Н·м	2300	2600	2600	2500	1900	2500	2373	2770	2550
10	n_M	мин ⁻¹	1000- 1300	1100	862- 1458	930-1400	1000- 1350	1000- 1425	975- 1000	950- 1150	950- 1400
			1000	1100	862	930	1000	1000	975	950	950
12	$N_{e,l}$	кВт/ л	27.6	30.5	31.0	28.5	29.0	29.1	31.4	27.9	32.9
13	g_e	г/кВ т·ч	182.5	183	189	188	186	-	-	-	-
14	Pe	МПа	1.74	2.29	2.07	1.90	1.83	1.99	2.21	2.09	2.08
15	K_m	-		1.12	1.23	1.33	1.03	1.22	1.09	1.12	1.23
16	COOF	-	SCR	DOC+DPF+SCR							
17	N_{II}	кВт/ дм ²	41.6	47.5	49.1	47.2	46.2	47.1	52.0	47.0	54.2
18	N_{PM}	кВт/ дм ²	30.2	36.5	29.0	32.5	25.0	32.9	32.4	31.2	33.4

В таблице 1 обозначено: ВВВ – нормы выброса вредных веществ, V_h - рабочий объем; ε - степень сжатия; D - диаметр цилиндра; S - ход поршня; N_e - номинальная мощность двигателя; n_N - номинальная частота вращения коленчатого вала; $M_{e,max}$ - максимальный крутящий момент; n_M - частота вращения, соответствующая максимальному крутящему моменту; $N_{e,l}$ - литровая мощность; g_e - минимальный удельный эффективный расход топлива; P_e - среднее эффективное давление; K_m - коэффициент приспособляемости; СООГ - система обработки отработавших газов; N_{II} - поршневая мощность на режиме $N_{e,max}$; $N_{пм}$ - поршневая мощность (режим M_{max}). Прочерки означают нет данных.

Видно, что зарубежные моторы имеют больший литраж. Даже при сравнимом уровне форсирования по среднему эффективному давлению P_e зарубежные дизели имеют большую мощность.

Все двигатели комбинированные, со свободным турбокомпрессором, снабжены охладителем надувочного воздуха. Система топливоподачи Common Rail. Газораспределение четырехклапанное.

Для сравнения удобнее рассматривать диапазоны изменения основных параметров рассматриваемых двигателей с дизелем КАМАЗ Р6, которые представлены в таблице 2.

Таблица 2

Параметры зарубежных дизелей и дизеля КАМАЗ Р6.

№ п/п	Наименование параметра	Значение	КАМАЗ Р6
1	Диаметр цилиндра D , мм	126-132	130
2	Ход поршня S , мм	156...166	150
3	Отношение S/D (параметр длинноходности)	1,182...1,317	1,15
4	Рабочий объем, л	12,40...12,90	11,94
5	Степень сжатия ε	18,0...18,5	17,5
6	Мощность (кВт)/номинальная частота вращения коленчатого вала n_N , мин ⁻¹	353...397	331
7	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1600...1900	1900
8	Максимальный крутящий момент $M_{e,max}$ (Н×м) при частоте	2373...2600	2060

№ п/п	Наименование параметра	Значение	КАМАЗ Р6
	вращения вала n_M (мин^{-1})		
9	Частота вращения коленчатого вала n_M , соответствующая максимальному моменту, мин^{-1}	930...1400	1000...1300
10	Литровая мощность на номинальном режиме работы N_L , кВт/л	27,8...32,3	27,72
11	Среднее эффективное давление P_e , МПа	1,8...2,3	1,75
12	Минимальный удельный эффективный расход топлива g_e ($\text{г/кВт}\times\text{ч}$) по внешней скоростной характеристике	183...189	182,5
13	Коэффициент приспособляемости K_M	1,09...1,35	1,24
14	Давление впрыска топлива, бар	1800...2700	1800
15	Система топливоподачи	Common Rail	Common Rail
16	Количество клапанов на цилиндр, тип головки блока	4 клапана на цилиндр, моноголовки, индивидуальные.	4 клапана на цилиндр индивидуальные
17	Расположение распределительного вала	верхнее, среднее	среднее
18	Скоростной коэффициент K_C	0,53-0,74	0,53...0,68
19	Экологический класс, применяемые мероприятия	Euro VI, US10, China VI SCR+DOC+DPF	Euro V

По прогнозу аналитиков AVL [1] к 2015 году литровая мощность дизелей большегрузных автомобилей должна была составить 35...40 кВт/л. Видно, что данный уровень форсирования до сих пор не достигнут. Здесь основным сдерживающим фактором можно считать ужесточение норм по выбросам вредных веществ (BBV). Последнее влияет и на экономичность двигателей. Так, для дизелей КАМАЗ Р6 удельный эффективный расход топлива g_e составляет 182,5 г/(кВт×ч) при выполнении требований по BBV на уровне Euro V (таблица 1). Тогда как зарубежные аналоги имеют в основном более высокие значения $g_e = 183...189$ г/(кВт×ч) при выполнении норм Euro VI и равных им (Таблица 2). Так можно ориентировочно оценить «ущерб» от перехода на более высокий уровень требований по BBV.

Делая прогнозы в отношении перспективных параметров дизелей КАМАЗ Р6 для большегрузных автомобилей будем учитывать следующее:

- выполнение законодательно установленных нормы токсичности по выбросам вредных веществ является обязательным;
- автомобильная техника, на которую предполагается установка перспективного дизеля, соответствует уровню дорожных сетей и условиям безопасности дорожного движения;
- на базе перспективного дизеля возможна реализация двигателей соответствующего мощностного ряда.

Перспективные параметры получаются в результате эволюционного развития базового (серийно выпускаемого) дизеля. Революционные, принципиально новые пути развития, меняющие облик двигателя, будут рассмотрены без количественной оценки эффективности их внедрения.

Рабочий объем перспективного двигателя КАМАЗ Р6

Наиболее простым способом повышения эффективной мощности дизелей КАМАЗ Р6 по аналогии с зарубежными двигателями можно считать увеличение рабочего объема.

Рабочий объем рассматриваемых зарубежных двигателей составляет 12,4...12,9 л. При этом объем одного цилиндра 2,07...2,15 л. (дизель Cummins X15 не рассматривается, т.к. относится к дизелям с условным рабочим объемом 15 л.). Рабочий объем одного цилиндра определяют диаметр D и ход поршня S .

В таблице 2 максимальное значение диаметра цилиндра $D=132$ мм. Ход поршня для схемы Р6 с условным рабочим объемом 13 л ($i=6$):

$$S = V_h \times 10^6 / (\pi \times D^2 \times i / 4) = 158,4 \text{ мм.}$$

Если окончательно принять (округлить) $D=158$ мм, отношение $(S/D) = 1,196$ рабочий объем составит: $V_h = \frac{(\pi \times D^2 \times S)}{4} = 12,97 \text{ Дм}^2 \approx 13 \text{ л.}$

При сохранении литровой мощности базового двигателя КАМАЗ Р6 $N_{л} = 27,72$ кВт/л номинальная мощность составит 359 кВт (488 л.с.), что соответствует нижнему пределу зарубежных аналогов (таблица 2).

Следует отметить, что повышение «длинноходности» (повышение S/D) приводит к росту относительного времени на процессы смесеобразования и

сгорания топлива, а некоторый рост механических потерь может быть снижен за счет снижения частоты вращения коленчатого вала в первую очередь на режимах n_M (downspiding).

Среднее эффективное давление цикла, литровая мощность

Анализ параметров рассматриваемых дизелей показывает (таблица 2), что среднее эффективное давление цикла находится в пределах $P_e = 1,8 \dots 2,3$ МПа. Соответственно литровая мощность на номинальном режиме работы $N_L = 27,8 \dots 32,3$ кВт/л. Перспективными будем считать параметры, приведенные в [1] (рисунок 1 и 2).



Рис. 1. Диапазон изменения литровой мощности (кВт/л)



Рис. 2. Диапазон изменения среднего эффективного давления (МПа)

Форсирование базового дизеля КАМАЗ Р6 до уровня 2,3 МПа, что соответствует литровой мощности $N_L = 30,5$ кВт/л (Daimler OM 471) позволит повысить номинальную эффективную мощность до $N_e = 395,6$ кВт (489 л.с.), что соответствует верхнему пределу аналогичных зарубежных двигателей (таблица 2).

Форсирование по среднему эффективному давлению потребует повышения цикловой подачи топлива (давления впрыска до 2700 бар) и повышенного воздухообеспечения за счет подбора и настройки турбокомпрессора.

Максимальный крутящий момент при сохранении коэффициента приспособляемости $K_M = 1,24$ базового двигателя составит: $M_{\text{emax}} = (9549N_e/n_N) \times K_M = 2465 \text{ н} \times \text{м}$ при $n_M = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Если принять значение литровой мощности в соответствии с прогнозами на уровне 35...40 кВт/л [1], то мощность может составить 454...519 кВт (617...706 л.с.), а максимальный крутящий момент 2829...3234 н×м. Однако, практика создания как отечественных, так и зарубежных дизелей показала, что при соответствующих ограничениях по ВВВ на уровне Euro VI, реализация подобного уровня форсирования весьма проблематична.

Степень сжатия

Если рассматривать перспективные нормы по ВВВ, то следует учитывать и ограничение по выбросам CO_2 . В первую очередь это достигается снижением расхода топлива. Снижение расхода топлива достигается повышением эффективного теплового КПД цикла двигателей.

Если оценивать КПД по формуле К.Циннера [11] $\eta_e = 86/g_e$, то для рассматриваемых двигателей его значение составляет 0,455...0,462. Формула Циннера получена при значении низшей теплоты сгорания топлива $H_U = 4,1868 \times 10^7$ Дж/кг. Для современных дизельных топлив $H_U = 4,26 \times 10^7$ Дж/кг. Тогда $\eta_e = 84,5/g_e = 0,445...0,447$. В любом случае значение η_e не превышает 50%.

В начале 2021 года на страницах интернета появилась следующая информация [12]:

«Крупнейший производитель двигателей – китайская государственная корпорация Вейчай (Weichai Group), в 2020 разработал коммерческий дизельный двигатель с эффективным КПД (коэффициент полезного действия) 50,26%.

Это очень серьёзный прорыв в деле снижения расхода дизельного топлива и выброса CO_2 , поскольку до сих пор эффективный КПД дизелей, производящихся во всём мире, не превышал 46%.

В итоге, увеличение КПД дизеля на 4% приведёт к снижению расхода дизтоплива на 8%, что в мировых масштабах даёт огромную экономию – а это миллионы тонн топлива».

В соответствие с [11] удельный эффективный расход топлива должен составлять 171 г/(кВт×ч).

На значение эффективного КПД в первую очередь влияет степень сжатия. Так для теоретического цикла справедлива зависимость:

$$\eta_t = 1 - A \times \left(1/\varepsilon^{k-1}\right),$$

где: $A=1$ для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме (ДВС искрового зажигания, цикл Отто); для цикла Тринклера (со смешанным подводом теплоты) $A=f(\lambda, \rho, k)$; ε , λ , ρ , k - соответственно степень сжатия, степень изохорного повышения давления, степень предварительного расширения и показатель адиабаты.

Поскольку в современных дизелях стремятся снизить значение ρ (предварительный впрыск в системах Common Rail) можно оценить относительное повышение η_t при $A=1$.

Так, при значении $\varepsilon = 18$ (среднее из таблицы 2) и $k=1,33$ (для продуктов сгорания углеводородных топлив) $\eta_t = 0,615$; при $\varepsilon = 21$ $\eta_t = 0,634$; при $\varepsilon = 23$ $\eta_t = 0,645$. Прирост КПД соответственно 3,1% и 4,8%. Поэтому можно предположить, что повышение экономичности дизелей и снижение CO_2 будет связано с необходимостью повышения степени сжатия ε .

Топливоподача и воздухоснабжение

На сайте министерства энергетики США участники проекта Super Truck II в течение 2022 года отчитались о результатах работ [13-15]. К примеру, компания Volvo оценивает абсолютный прирост за счет совершенствования процесса сгорания и воздухоснабжения (турбонаддув) по 1% соответственно (рисунок 3). Подобные результаты получены Cummins, Daimler, Navistar, Paccar - участники проекта Super Truck II.

Прогресс - Проверка технологий для силовых агрегатов

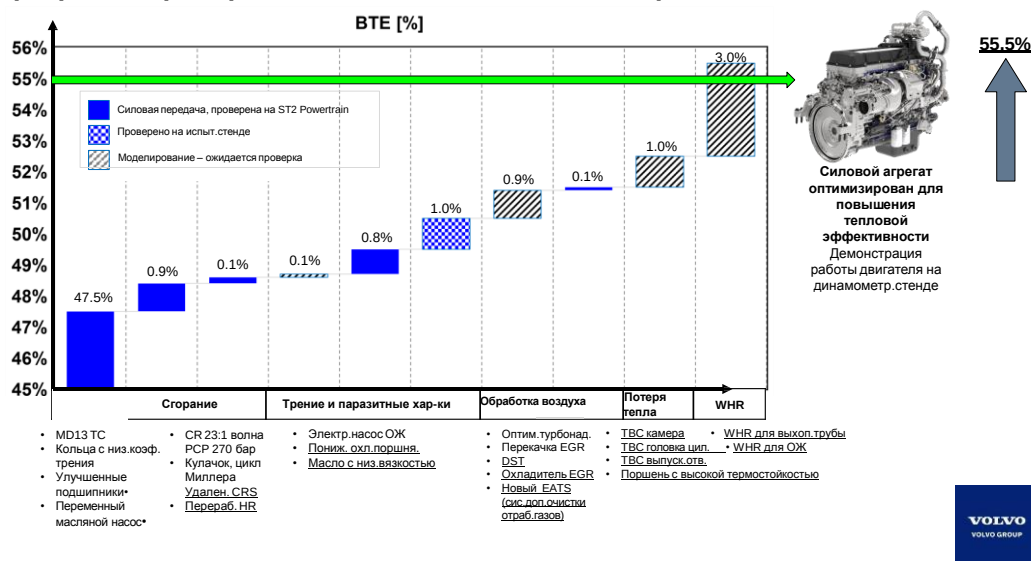


Рис. 3. Вклад различных технологий в повышение теплового КПД.

Давление впрыска топлива прогнозируется на уровне 2700 бар и выше, система топливоподачи Common Rail X-Pluse ф. Bosch (рисунок 4). Применяются волновые камеры сгорания (рисунок 5). Рассматривается применение регулируемого наддува, в некоторых двигателях (Cummins) двухступенчатого. Компании Volvo и Daimler рассматривают реализацию схем с силовой турбиной – турбокомпаунд (turbo compound). Все двигатели имеют «укороченный» процесс впуска по циклу Миллера.

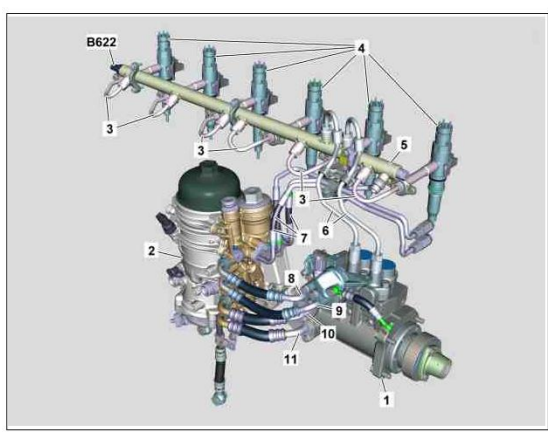


Рис. 4. Система подачи топлива Common Rail X-Pluse



Рис. 5. Волновая камера сгорания

Следует добавить, что программа Super Truck II предусматривала достижение теплового КПД двигателей 55%, что и было продемонстрировано всеми участниками при испытаниях на тормозных стендах. Однако при этом

понадобилось применение системы WHR - рекуперация отработанного тепла. Последнее вносит принципиальные изменения в конструкцию двигателя, который по сути становится регенеративной энергетической системой.

К перспективным технологиям можно отнести электропривод водяного и масляного насосов, компрессора EGR (Exhaust Gas Recirculation – система рециркуляции выхлопных газов).

Заключение

Если остановиться на перечне технологий, позволяющих обеспечить тепловой КПД дизелей КАМАЗ Р6 для большегрузных автомобилей категории N3 без принципиального изменения состава систем (WHR, турбокомпаунд и т.д.) на уровне 50...52% можно предложить следующее:

- повышение рабочего объема базового двигателя до 13 л.;
- изменение отношения S/D до 1,2;
- повышение степени сжатия до $\varepsilon=21...23$;
- реализация значений давления впрыска топлива 2700 бар и выше;
- реализация цикла Миллера с укороченным процессом впуска;
- создание высокоэффективного регулируемого турбокомпрессора.

Ожидаемое значение минимального удельного эффективного расхода топлива $g_e = 162,5...169,0$ г/(кВт×ч). Последнее позволит снизить уровень CO₂ от сгорания углеводородных топлив.

Список использованных источников

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. - №4(51).
2. КАМАЗ 910.10 перспективный дизельный мотор: <https://www.zr.ru/content/articles/804952-novye-turbodizeli-kamaza-perspektivnyj-ryad/>
3. Двигатель Mercedes OM 471: <https://yourmotor.ru/engines/mercedes/dvigatel-om471/>

4. Двигатель Volvo D13K: <https://dostavka99.ru/drugoe/dvigatel-d13-volvo.html>
5. Двигатель MAN D2676: <https://yourmotor.ru/engines/man/dvigatel-d2676/>
6. Двигатель Scania DC13: https://truck-and-bus.ru/news/new_items/25768/
7. Двигатель DAF Paccar MX13: <https://www.daf.ru/-/media/files/document-library/infosheets/engines/euro-6/mx-13/daf-paccar-mx-13-engines-ru-527061.pdf>
8. Двигатель Navistar Int.A26: <https://www.internationaltrucks.com/engines/international-a26>
9. Двигатель Cummins X15: <https://www.cummins.com/ru/engines/x15-productivity-series>
10. Двигатель Weichai WP13: https://adg-energy.ru/dizelnye_dvigateli/weichai/weichai-wp13d385e200/
11. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания = Aufladung von Verbrennungsmotoren: перевод с немецкого/Под ред. д-ра техн. наук Н.Н.Иванченко. – Л., Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. – 264 с., ил.
12. <https://dzen.ru/a/X-7Z3P5OaG9qGaws>
13. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2019/06/f63/ace100_Rotz_2019_o_5.1_10.55am_jl.pdf
14. <https://dieselnet.com/news/2020/07supertruck.php>
15. <https://www.volvotrucks.com/en-en/news-stories/press-releases/2022/jun/volvo-trucks-showcases-new-zero-emissions-truck.html>

Rumyancev V.V., candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University, e-mail: vvr1954@mail.ru

Bakirova E.R., student of the 4th year of the direction of training 13.03.03 Power engineering, profile – internal combustion engines, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University, e-mail: elmira.bakirova.01@mail.ru

Valiev R.F., student of the 4th year of the direction of training 13.03.03 Power engineering, profile – internal combustion engines, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University, e-mail: valeika_omg@mail.ru

COMPARATIVE ANALYSIS OF PARAMETERS OF COMBINED DIESEL ENGINES OF HEAVY-DUTY VEHICLES

Abstract: A comparative analysis of the parameters of combined diesel engines of heavy-duty vehicles is given. As a result, a forecast is given for the promising parameters of KAMAZ P6 diesels. It is noted that with the existing restrictions on emissions of harmful substances, it is necessary to introduce fundamental changes in the workflow in order to achieve a thermal efficiency of engines of more than 0.5 and higher.

Keywords: Internal combustion engine, diesel, comparative analysis, efficiency.

УДК 621.43.004

Румянцев В.В., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: vvr1954@mail.ru

Нуриев Г. А., студент 4-го курса направления подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, профиль – двигатели внутреннего сгорания, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: fox.99999966@gmail.com

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИВОДНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА В СОСТАВЕ ДВИГАТЕЛЯХ ИСКРОВОГО ЗАЖИГАНИЯ НА АВТОМОБИЛЯХ КАТЕГОРИИ М1

Аннотация: Проведен расчетный сравнительный анализ эффективности применения турбокомпрессоров и приводных нагнетателей в составе поршневых двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением рабочей смеси. Приведены зависимости для оценки потерь мощности на привод приводного нагнетателя.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, принудительное воспламенение, наддув, приводной нагнетатель, турбокомпрессор, расчетный анализ.

Отечественные автопроизводители на сегодняшний день не производят двигателей искрового зажигания с наддувом. Известны попытки создания