

Научная статья
УДК 621.436

Улучшение экологических и экономических показателей дизеля при повышении давления наддува

Владимир Викторович Синявский¹, Андрей Юрьевич Дунин²,
Григорий Всеволодович Пронченко³, Евгения Максимовна Филиппова⁴,
Владимир Романович Филиппов⁵

^{1,2,3,4,5}Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Москва, Россия

¹sinvlad@mail.ru

²a.u.dunin@yandex.ru

³mcpersonwinston00@gmail.com

⁴dasistzhenia@yandex.ru

⁵filay.rus@gmail.com

Аннотация. На современном этапе развития ДВС применение наддува позволяет удовлетворять требованиям к тяговым характеристикам транспортных средств, сократить или сохранить массу и габариты двигателя, улучшить экономические показатели, снизить выбросы диоксида углерода и токсичных веществ. Для высокого форсирования ДВС, имеющих величину среднего эффективного давления 2,5 МПа, необходимо обеспечить степень повышения давления $\pi_k = 4,5$. Наиболее рационально для достижения такого π_k применять двухступенчатый наддув с промежуточным охлаждением. Преимуществом такой системы является использование в обеих ступенях стандартных турбокомпрессоров. Совместно с двухступенчатым наддувом применяют цикл Миллера, который снижает температуру свежего заряда за счет раннего закрытия впускного клапана за 40...60 градусов поворота коленчатого вала до НМТ.

Ключевые слова: экономические показатели, двухступенчатый наддув, цикл Миллера, топливоподача, электрогидравлическая форсунка, оксиды азота.

Для цитирования: Синявский В.В., Дунин А.Ю., Пронченко Г.В., Филиппова Е.М., Филиппов В.Р. Улучшение экологических и экономических показателей дизеля при повышении давления наддува // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2025. № 2 (44).

Original article

Improvement of ecological and economic indicators of a diesel engine at increase of supercharging pressure

Vladimir V. Sinyavsky¹, Andrey Yu. Dunin², Grigory V. Pronchenko³,
Evgenia M. Filippova⁴, Vladimir R. Filippov⁵

^{1,2,3,4,5}Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russia

¹sinvlad@mail.ru

²a.u.dunin@yandex.ru

³mcpersonwinston00@gmail.com

⁴dasistzhenia@yandex.ru

⁵filay.rus@gmail.com

Abstract At the present stage of internal combustion engine development, the application of supercharging allows to meet the requirements to the tractive characteristics of vehicles, to reduce or keep the weight and dimensions of the engine, to improve the economic performance, to reduce the emissions of carbon dioxide and toxic substances. For high boosting of internal combustion engines having the value of average effective pressure of 2.5 MPa, it is necessary to provide the degree of pressure increase $\pi_k = 4.5$. The most rational way to achieve such π_k is to use two-stage supercharging with intercooling. The advantage of such a system is the use of standard turbochargers in both stages. Together with two-stage supercharging the Miller cycle is used, which reduces the temperature of fresh charge due to early closing of the intake valve for 40...60 degrees of crankshaft rotation up to BDC.

Keywords: economic indicators, two-stage supercharging, Miller cycle, fuel supply, electrohydraulic injector, nitrogen oxides.

For citation: Sinyavskiy V.V., Dunin A.Yu., Pronchenko G.V., Filippova E.M., Filippov V.R. Improvement of ecological and economic indicators of a diesel engine at increase of supercharging pressure. *Avtomobil'. Doroga. Infrastruktura*. 2025. № 2 (44).

Введение

Улучшение топливной экономичности благодаря форсированию ДВС достигается за счёт увеличения механического КПД. Форсирование приводит к повышению максимальной температуры сгорания и как следствие – увеличению выбросов оксидов азота NO_x . На современных дизелях для снижения содержания NO_x широко используются внецилиндровые системы нейтрализации отработавших газов (ОГ). В связи с ужесточением норм и

удорожанием систем нейтрализации появляется необходимость применения внутрицилиндровых систем. Их можно применять как отдельно, так и вместе с внецилиндровыми системами. Одним из внутрицилиндровых способов снижения образования оксидов азота является применение цикла Миллера. Возникающее при этом снижение наполнения компенсируется повышением давления наддува. Но одноступенчатая система может не справиться, поэтому совместно с циклом Миллера часто применяют двухступенчатые системы наддува [3], которые дополнительно способствуют снижению эффекта «турбоямы».

Алгоритм работы двухступенчатой системы может быть следующий. На низких частотах вращения коленчатого вала двигателя малый турбокомпрессор (ТКР) обеспечивает высокое давление наддува, а большой – вносит лишь незначительную добавку. При достижении частот вращения выше средних малый турбокомпрессор отключается путем перепуска газов в обход турбины и воздуха в обход компрессора, и большой турбокомпрессор создает требуемое давление наддува.

Рост литровой мощности и максимального давления сгорания в период с 1970 по 2010 гг. представлен на рис. 1 и рис. 2 [5].

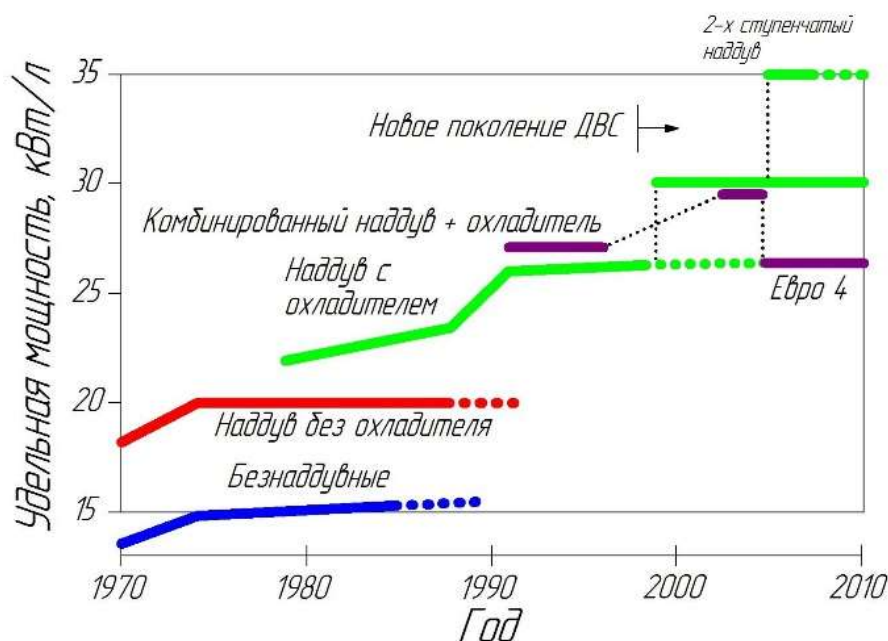


Рис. 1. Рост литровой мощности дизелей грузовых автомобилей

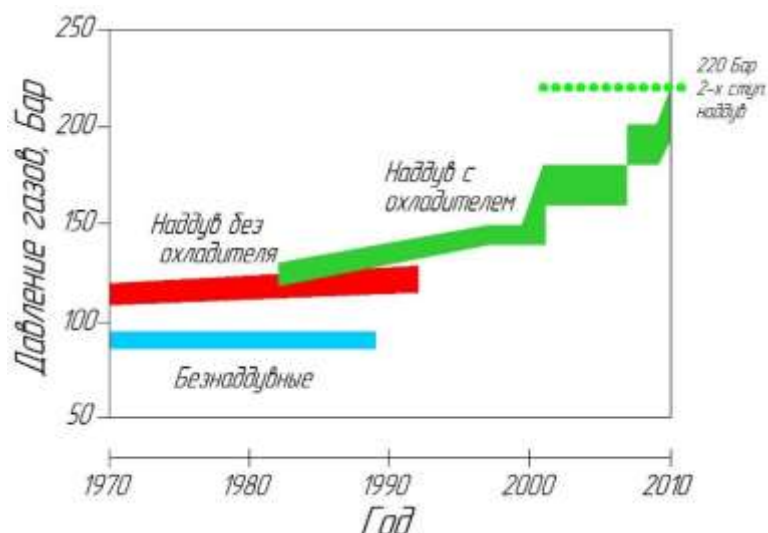


Рис. 2. Повышение максимального давления в цилиндре по годам

Для высокого форсирования ДВС, имеющих величину среднего эффективного давления порядка 2,5 МПа, давление наддува должно достигать 0,4 МПа. Такое давление обеспечивается степенью повышения давления π_k около 4,5. Современные ТКР дизелей грузовых автомобилей чаще всего не могут обеспечить такую величину π_k на номинальном режиме работы.

Высокое давление наддува при высокой степени форсирования может обеспечиваться ТКР со специальным компрессором высокого давления. Такие компрессоры производит компания АВВ, но они имеют большие размеры и предназначены для тепловозных и судовых дизелей. Также может быть применена двухступенчатая система наддува.

Принцип двухступенчатого наддува заключается в использовании двух турбокомпрессоров, установленных последовательно. Преимуществом двухступенчатой системы является использование стандартных ТКР, у которых каждый из компрессоров обеспечивает степень повышения давления 3,5 ... 4. Они позволяют получить общую π_k порядка 12. Это обеспечивает высокую удельную мощность и топливную экономичность двигателя в самых тяжелых условиях эксплуатации, так как применяются обычные турбокомпрессоры, надежность которых отработывалась в течение многих лет.

При двухступенчатой системе достигается более высокий эффективный КПД по сравнению с одноступенчатой с условием глубокого охлаждения воздуха после каждой ступени. Это также приводит к снижению тепловых нагрузок и выбросов NO_x .

Однако двухступенчатая система наддува увеличивает массу и габариты двигателя, а также для этой системы гораздо сложнее подобрать турбокомпрессоры первой и второй ступеней по сравнению с одноступенчатым наддувом.

Цикл Миллера позволяет снизить температуру свежего заряда за счет раннего закрытия впускного клапана – за $40...60^\circ$ поворота коленчатого вала (ПКВ) до НМТ. Поскольку движение поршня к НМТ продолжается, заряд расширяется, что приводит к снижению его давления и температуры. Однако из-за раннего закрытия впускного клапана наполнение цилиндра существенно снижается. Двухступенчатая система наддува компенсирует этот недостаток цикла Миллера, так как обеспечивает высокое давление на впуске.

Применение двухступенчатой системы наддува

В программном комплексе (ПК) AVL BOOST была построена имитационная модель дизеля КамАЗ 6ЧН13/15 с двухступенчатым наддувом. Данная модель включает в себя: воздушный фильтр (CL1), впускные трубопроводы, турбокомпрессоры 1-й и 2-й ступени (TC1 и TC2), промежуточные охладители наддувочного воздуха (CO1 и CO2), впускной коллектор (PL1), 6 цилиндров (C1-C6), выпускные трубопроводы, перепускной клапан (wastegate R1) (рис. 3).

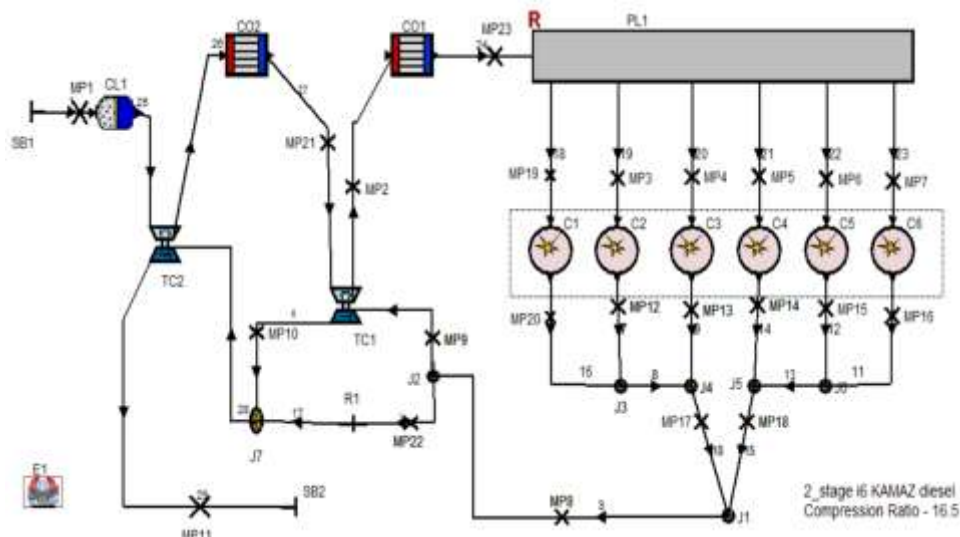


Рис. 3. Имитационная модель дизеля с двухступенчатым наддувом

Воздух из атмосферы SB1 через воздушный фильтр CL1 поступает в турбокомпрессор TC2, далее, под давлением, поступает в ОНВ CO2. После охлаждения в первом ОНВ воздух направляется в ТКР TC1, где он дополнительно сжимается и через ОНВ CO1 поступает по спускной коллектор PL1.

Впускные трубопроводы цилиндров представлены в виде каналов 18 ... 23. Для расчёта они смоделированы как одна ветвь с соответствующей площадью сечения и средней длиной.

Выпускные трубопроводы построены аналогично, как один канал средней длины с эквивалентной площадью поперечного сечения.

Через трубопроводы 3 и 5 осуществляется подвод ОГ к турбине ТКР высокого давления, после которой по трубопроводам 6 и 28 поступают в турбину ТКР низкого давления.

Для управления системой наддува предусмотрен байпасный клапан «wastegate», построенный с помощью обходного трубопровода 17 и эквивалентного сопротивления R1

После турбины первой ступени TC2 по трубопроводу 29 отработавшие газы выходят в атмосферу SB2.

В приведённой имитационной модели дизеля КамАЗ 6ЧН13/15 было использовано 4 модели ТКР для трёх вариантов дизеля: базового и двух вариантов с циклом Миллера, отличающихся углом закрытия впускного клапана. Для базового угла закрытия впускного клапана $\varphi_{a''} = 61^\circ$ ПКВ после НМТ были использованы ТКР фирмы Garrett: для первой ступени G42-1450, для второй ступени G35-900. Для $\varphi_{a''} = 40^\circ$ ПКВ до НМТ (Миллер 40) подобраны следующие ТКР: для первой ступени G45-1600 и для второй ступени G42-1450. В случае $\varphi_{a''} = 70^\circ$ ПКВ до НМТ (Миллер 70) выбраны: для первой ступени G50 и для второй ступени G42-1450.

При подборе ТКР учитывалось, что расход воздуха компрессором ТКР второй ступени должен соответствовать 70...80% от его максимального расхода. Компрессор ТКР первой ступени должен иметь расход выше на 20...30%, чем у второй ступени. Для подбора ТКР при применении цикла Миллера в зависимости от его глубины необходимо увеличить расход воздуха на 20...30% для Миллер 40 и 40...50% для Миллер 70.

При расчетах фаз газораспределения с укороченными фазами впуска необходимо обеспечить условия безударной работы механизма газораспределения.

Диаграммы подъема клапанов представлены на рис. 4. Как видно из диаграммы подъема клапанов, высота подъема клапана для цикла Миллера 40 и 70 меньше базового клапана на 1,9 и 3,1 мм соответственно, также уменьшилось время сечения примерно в 2,0 и 2,2 раза соответственно.

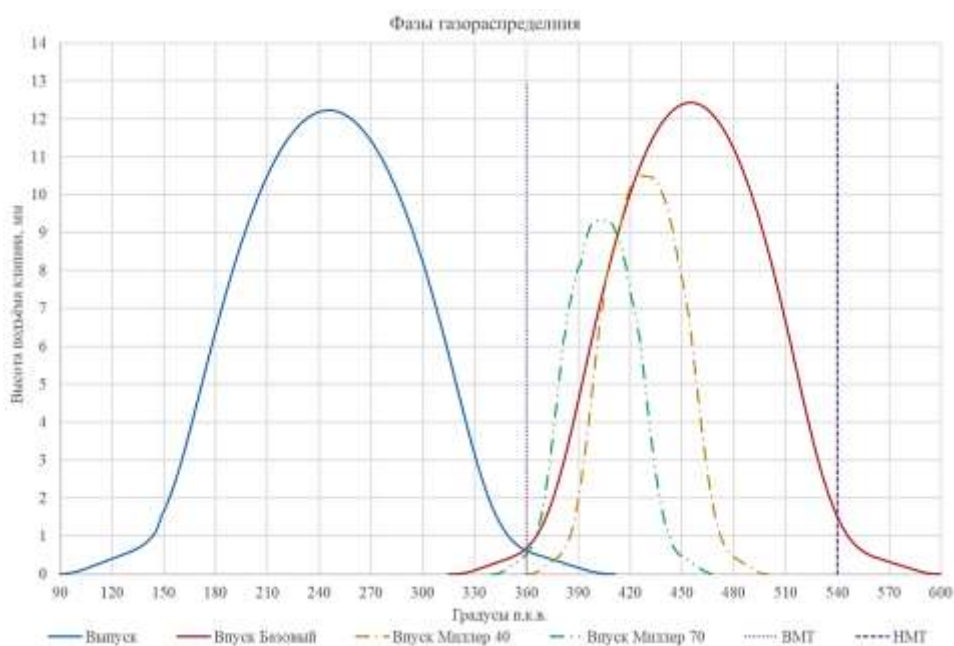


Рис. 4. Фазы газораспределения базового дизеля, дизеля с обычным и глубоким циклом Миллера

По результатам расчёта были получены графики зависимости степени повышения давления от расхода воздуха и наложены на характеристики выбранных ТКР (рис. 5 - 10).

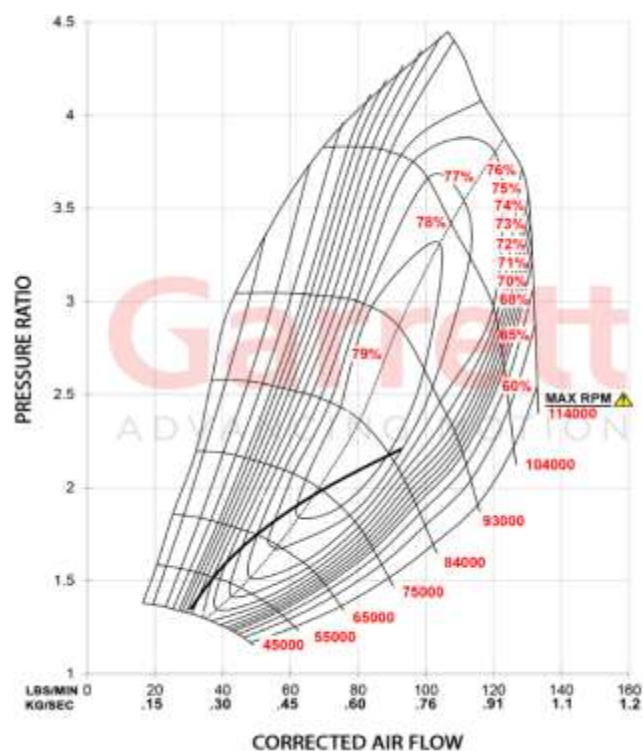


Рис. 5. Расходная характеристика ТКР первой ступени G42-1450 для базового угла 3ВК

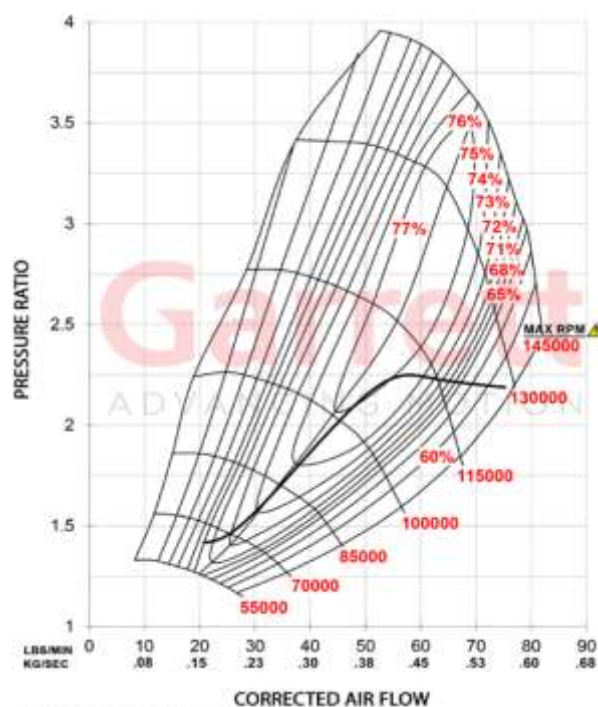


Рис. 6. Расходная характеристика ТКР второй ступени G35-900 для базового угла ЗВК

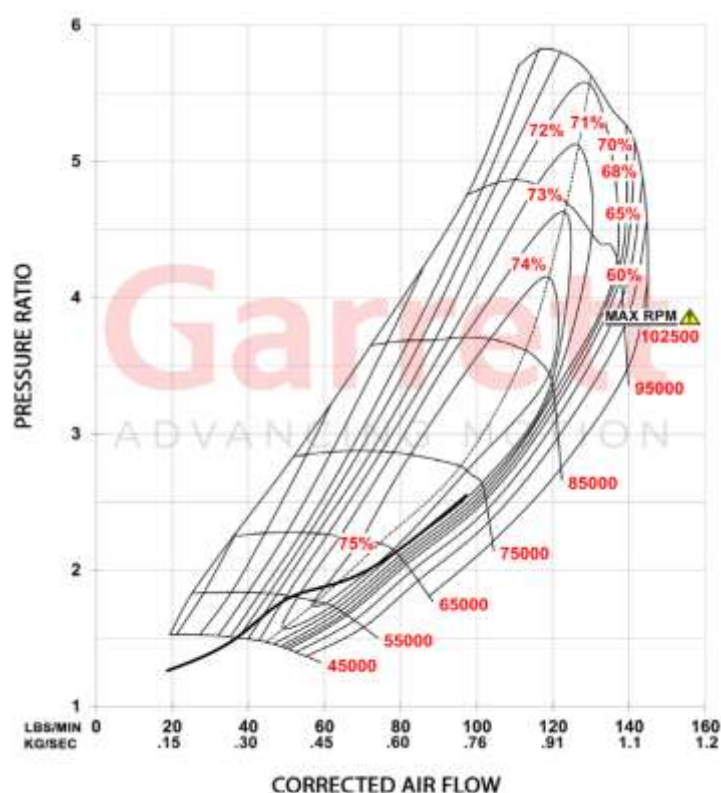


Рис. 7. Расходная характеристика ТКР первой ступени G45-1600 для Миллера 40

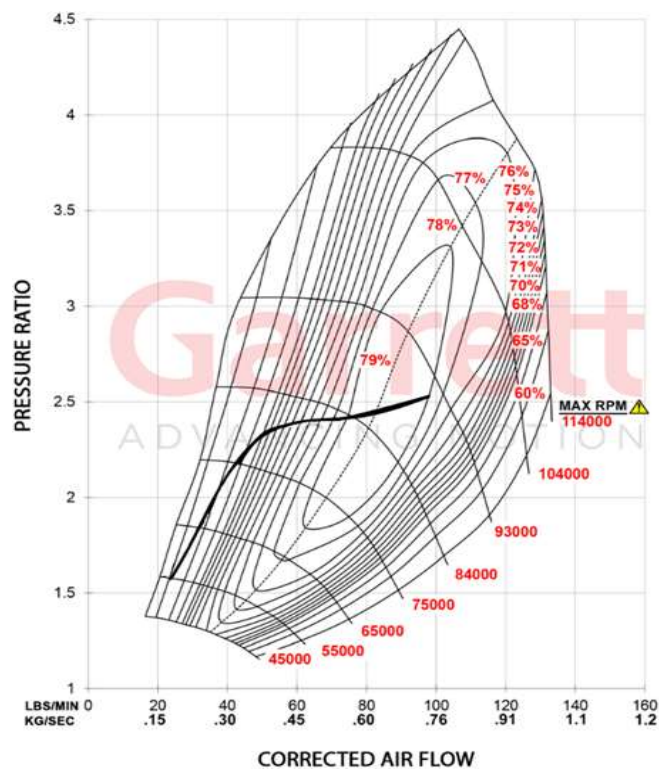


Рис. 8. Расходная характеристика ТКР второй ступени G42-1450 для Миллера 40

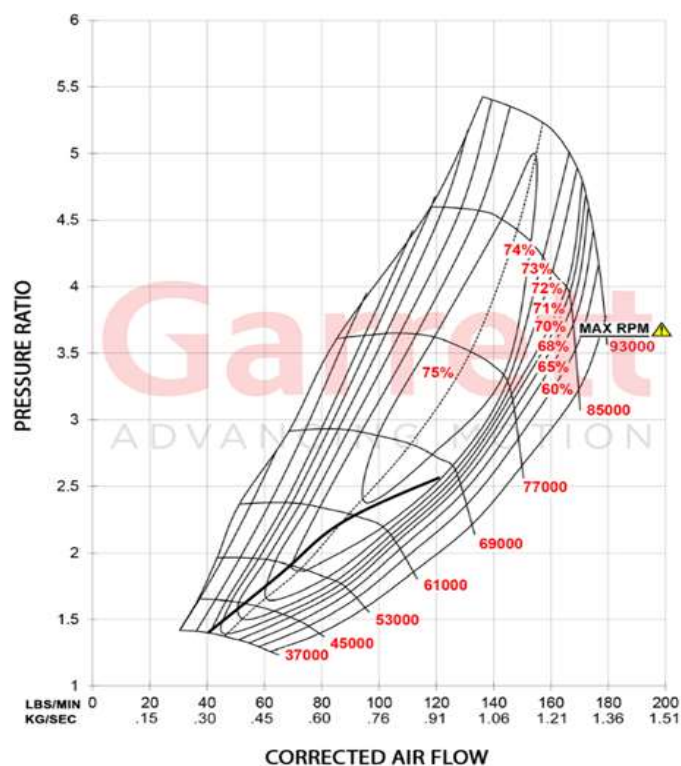


Рис. 9. Расходная характеристика ТКР первой ступени G50 для Миллера 70

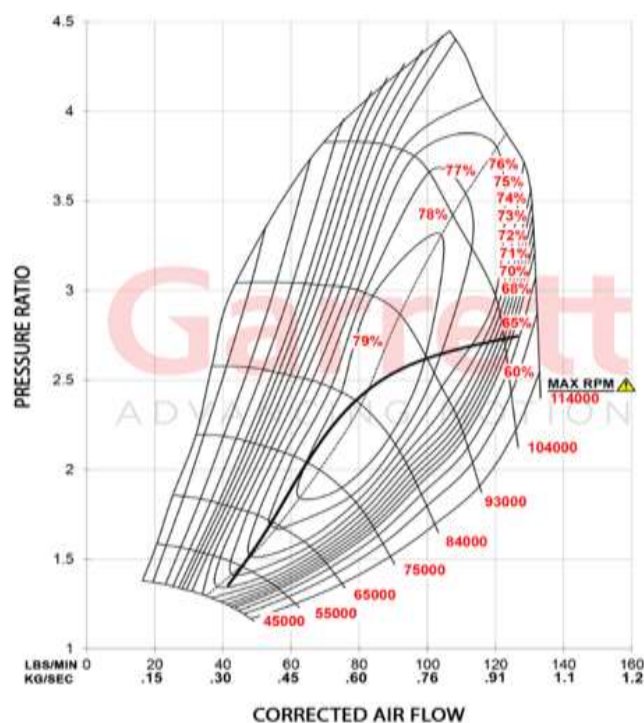


Рис. 10. Расходная характеристика ТКР второй ступени G42-1450 для Миллера 70

Для расчетов дизеля с двухступенчатым наддувом в ПК AVL BOOST задается в качестве исходных данных закон тепловыделения по И. Вибе в виде двух параметров: длительности тепловыделения φ_z и показателя характера тепловыделения m . Поскольку точные значения параметров m и φ_z неизвестны, в расчетах использовались их ориентировочные значения, полученные на основе результатов экспериментов и расчетов по более точным ПК, таким как AVL FIRE.

Чтобы проанализировать влияние точности задания параметров φ_z и m на показатели работы двигателя, была проведена серия расчётов показателей дизеля в широких диапазонах изменения двух параметров Вибе: $m = 0 \dots 2$ и $\varphi_z = 40^\circ \dots 80^\circ$ ПКВ при условии подбора в каждом случае оптимального по топливной экономичности угла опережения воспламенения. Расчеты проводились с использованием ПК МАДИ расчёта 4-тактного цикла для дизеля 6ЧН 10,7/12,4.

Результаты моделирования представлены в табл. 1, в которой также приводятся значения максимального давления сгорания p_z , максимальной

скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$, частоты вращения ротора турбокомпрессора n_p , давления наддувочного воздуха p_k и коэффициента избытка воздуха α .

Таблица 1

Зависимость показателей работы автомобильного дизеля от показателей m и φ_z в формуле И. Вибе

	Длительность тепловыделения 40° ПКВ			Длительность тепловыделения 60° ПКВ			Длительность тепловыделения 80° ПКВ		
	$m = 0$	$m = 1$	$m = 2$	$m = 0$	$m = 1$	$m = 2$	$m = 0$	$m = 1$	$m = 2$
g_e , г/кВт·ч	213,6	220,3	220,6	221,7	226	224,6	226,5	237,6	237,4
p_z , МПа	16,20	15,47	14,98	15,42	14,56	14,38	14,96	13,59	13,67
$(dp/d\varphi)_{\max}$ МПа/°	2,69	0,75	0,61	1,85	0,56	0,48	1,43	0,46	0,42
T_t , К	820	821	822	822	824	824	824	828	828
$n_p \cdot 10^{-3}$, мин ⁻¹	93,9	94,1	94,5	94,5	95,0	95,0	95,0	96,0	96,0
p_k , МПа	0,253	0,254	0,255	0,255	0,257	0,257	0,258	0,262	0,261
α	1,824	1,832	1,84	1,839	1,851	1,851	1,854	1,885	1,878

При моделировании рабочего процесса дизеля 6ЧН13/15 с двухступенчатой системой наддува важным условием было сохранение значения среднего эффективного давления и давления начала сжатия с учётом значительного снижения максимальной температуры цикла и, следовательно, выбросов NO_x .

На рисунках 11 – 18 представлены показатели работы дизеля и агрегатов наддува по внешней скоростной характеристике при реализации цикла Миллера и без него. Геометрическая степень сжатия дизеля составляет 16,5, в то время как действительная: 15,7 – при $\varphi_a'' = 61^\circ$ ПКВ после НМТ (работа без применения цикла Миллера); 14,1 – при $\varphi_a'' = 40^\circ$ ПКВ до НМТ (Миллер 40); 12 – при $\varphi_a'' = 70^\circ$ ПКВ до НМТ (Миллер 70).

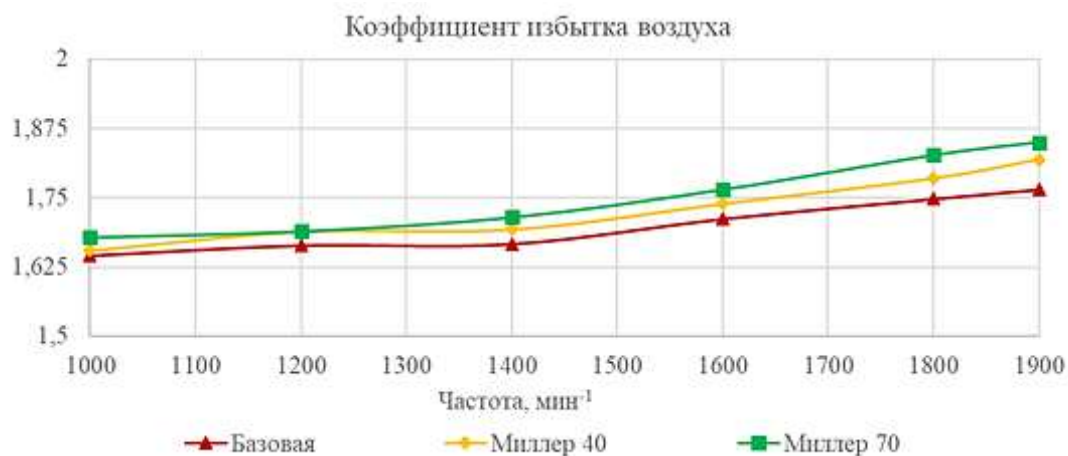


Рис. 11. Коэффициент избытка воздуха

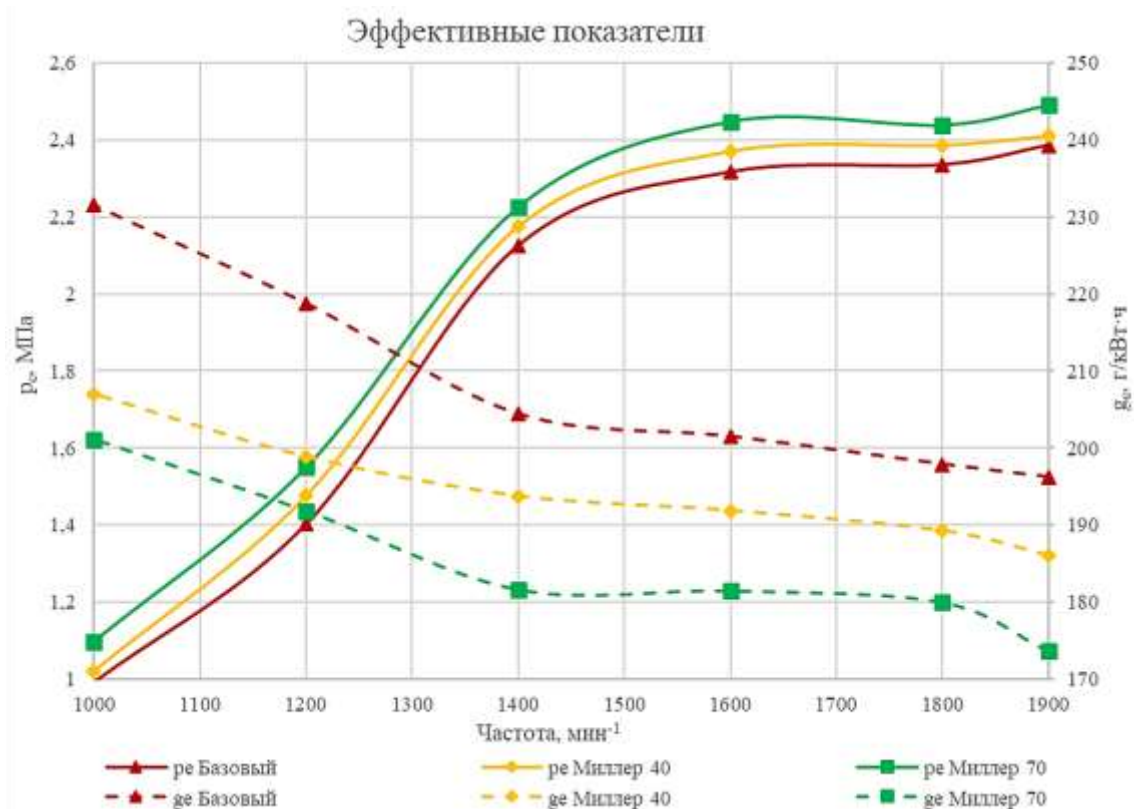


Рис. 12. Среднее эффективное давление и удельный эффективный расход топлива

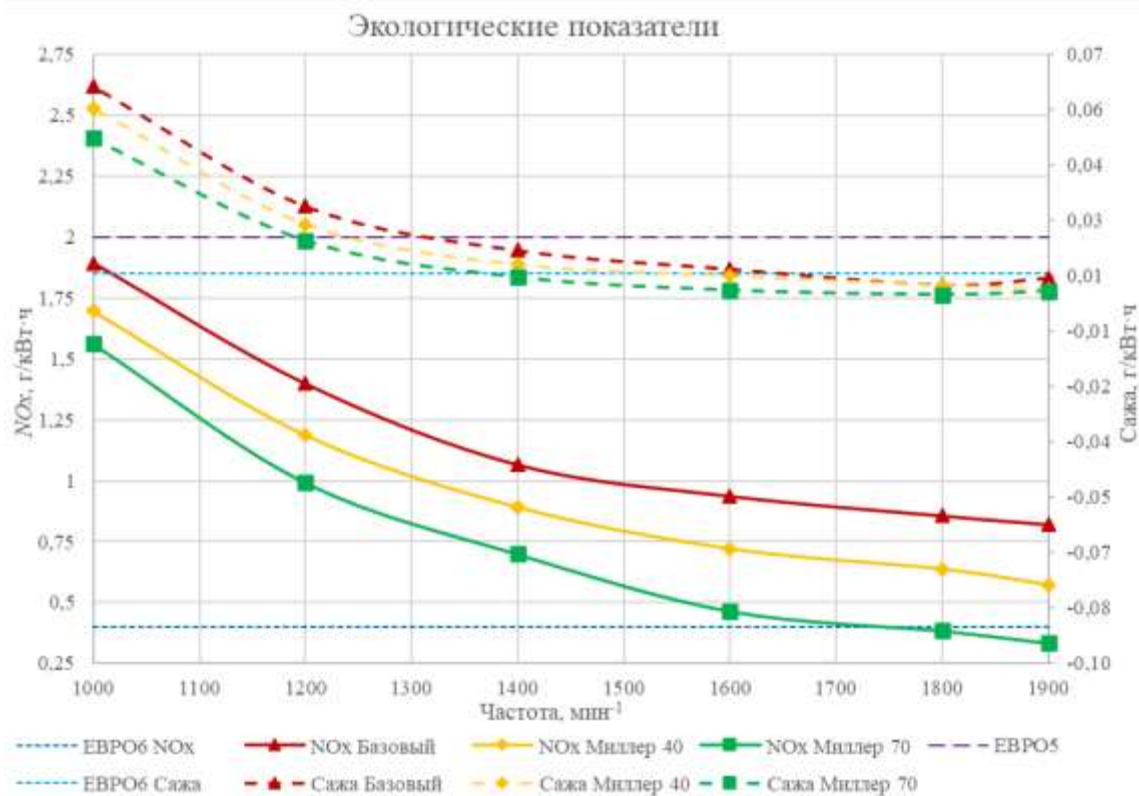


Рис. 13. Экологические показатели

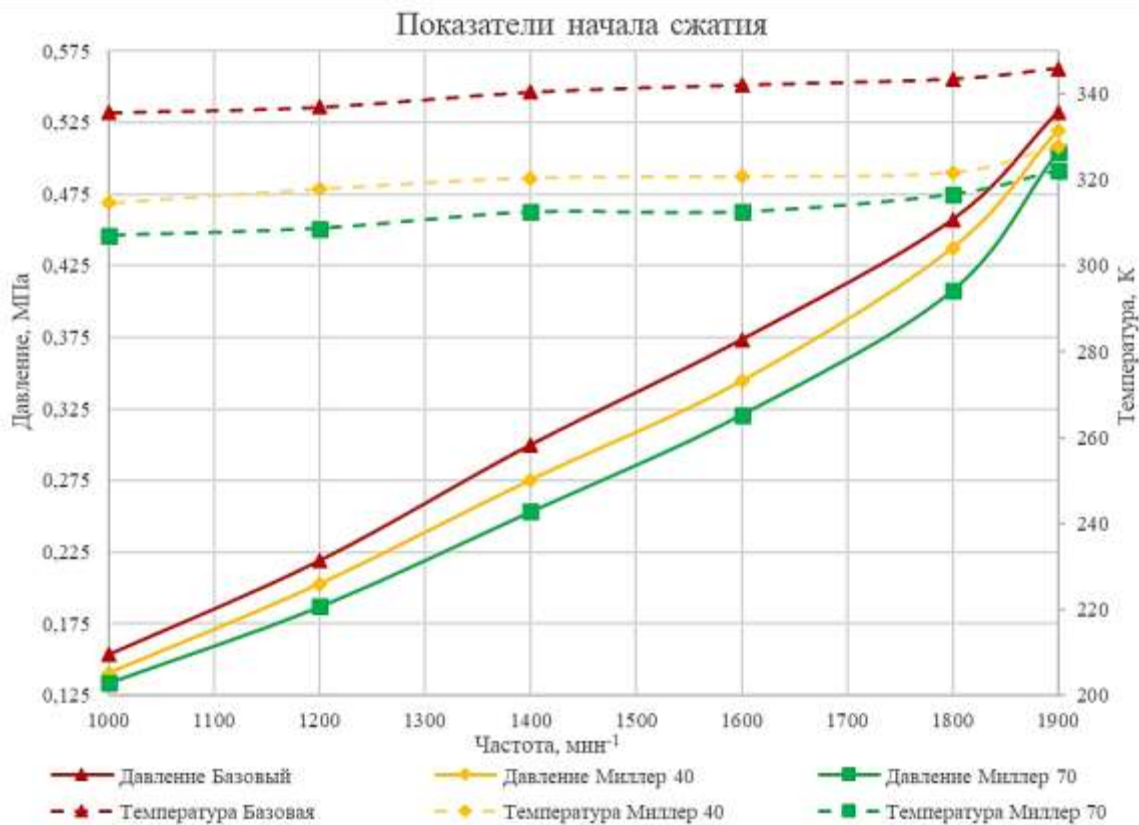


Рис. 14. Показатели начала сжатия

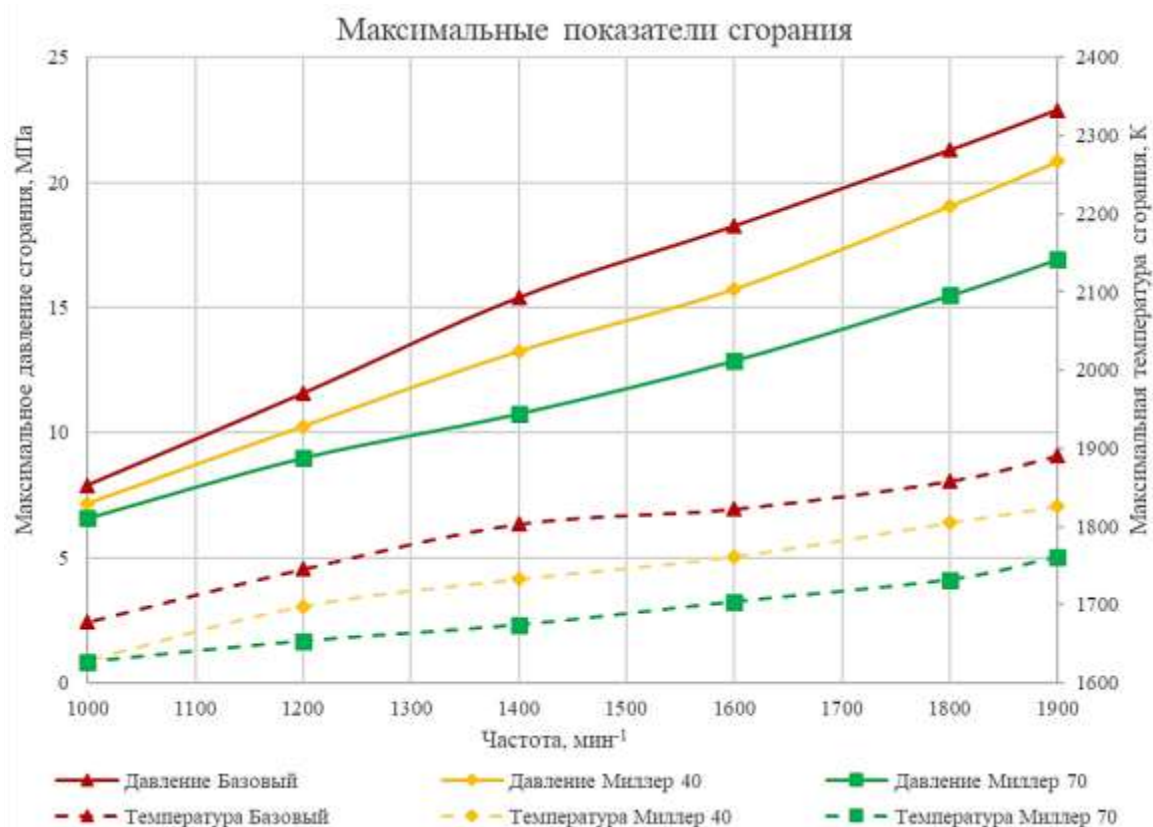


Рис. 15. Максимальные давление и температура сгорания

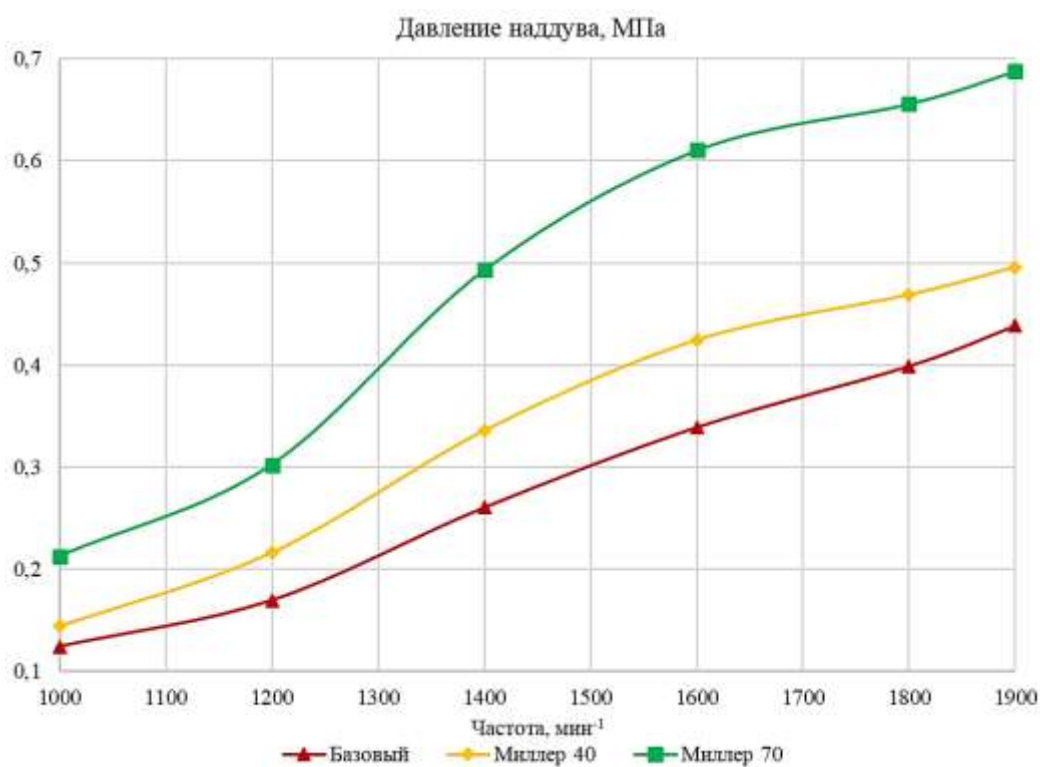


Рис. 16. Значения давлений наддува

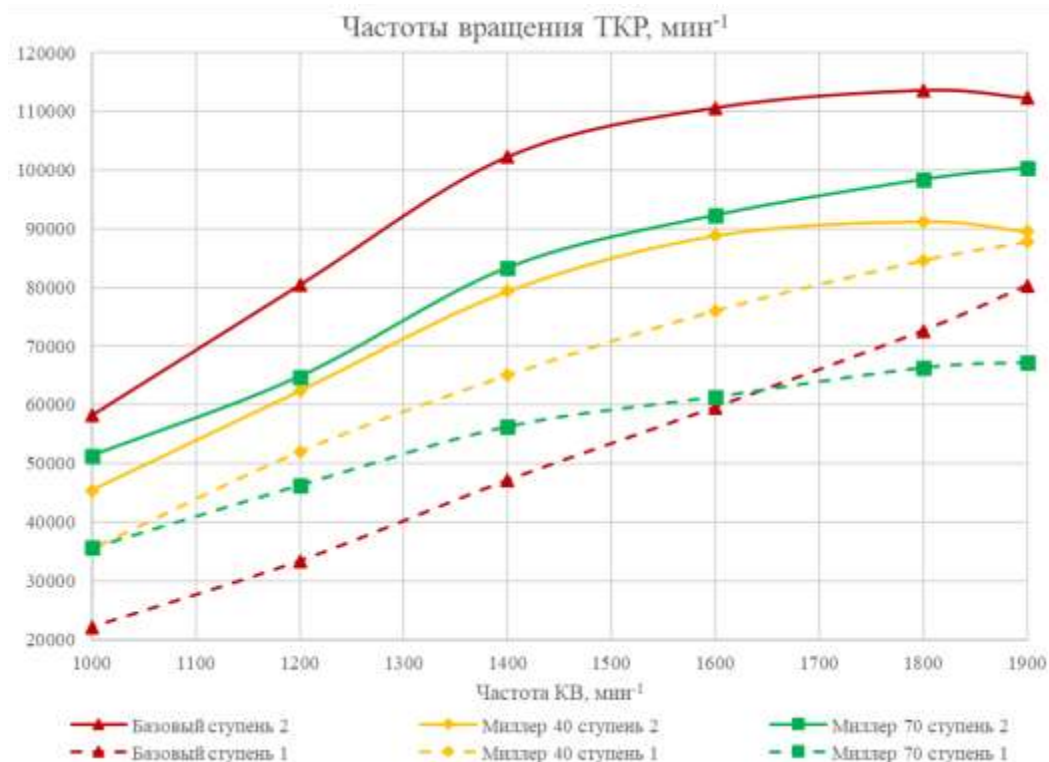


Рис. 17. Частоты вращения ТКР первой и второй ступеней

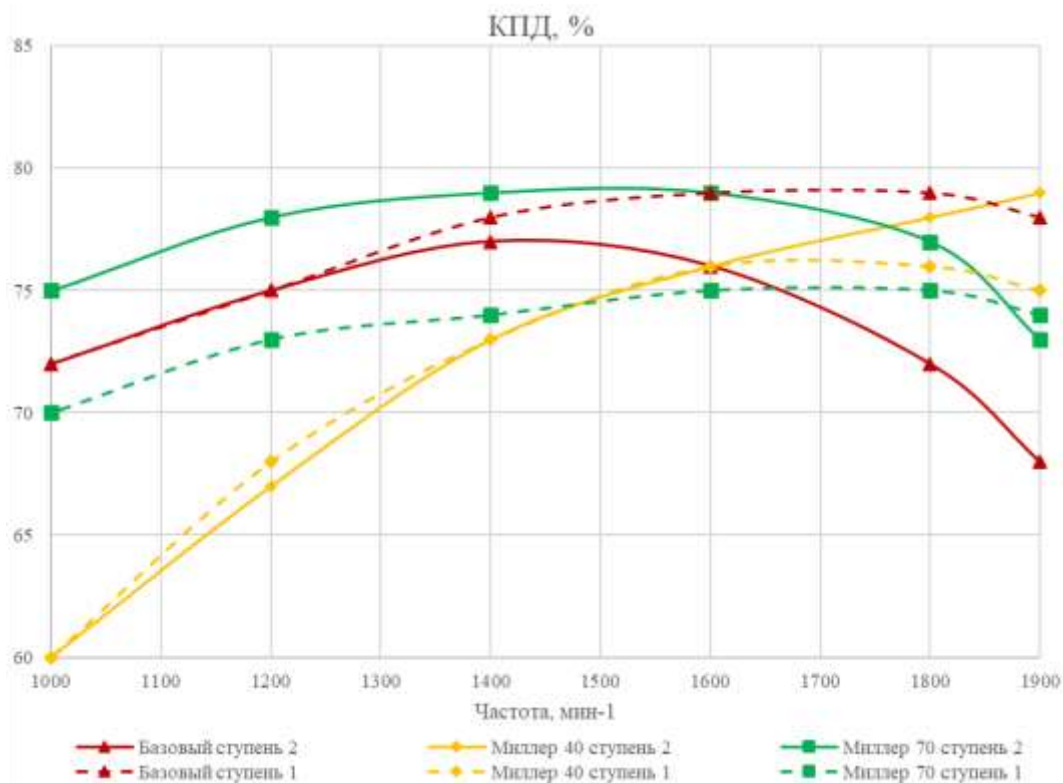


Рис. 18. КПД компрессоров первой и второй ступеней

По результатам расчётов базовый двигатель имеет следующие эффективные показатели: среднее эффективное давление на режиме максимального крутящего момента $p_e = 2,49$ МПа при удельном эффективном расходе топлива $g_e = 198$ г/(кВт·ч). Максимальное давление сгорания p_z не превысило 22,59 МПа, выбросы NO_x составили 0,947 г/(кВт·ч). Содержание NO_x в ОГ на всех режимах работы двигателя по ВСХ соответствует требованиям Евро-5.

Применение цикла Миллер 40 и замена моделей ТКР привели к снижению: p_e на 3,6%, g_e на 6%, p_z на 7,7%, выбросы NO_x на 29%. Содержание NO_x в ОГ на всех режимах работы двигателя по ВСХ соответствует требованиям Евро-5.

Применение цикла Миллер 70 и смена моделей ТКР привели к снижению: p_e на 3,8%, g_e на 12%, p_z на 32%, выбросы NO_x на 64%. Содержание NO_x в ОГ на всех режимах работы двигателя по ВСХ соответствует требованиям Евро-5, при этом номинальный режим соответствует экологическому классу Евро-6.

Компенсация снижения наполнения цилиндров свежим зарядом при применении цикла Миллера потребовала использования других моделей ТКР, что привело к росту среднего значения давления наддува на режимах ВСХ на 12% для $\varphi_a = 40^\circ$ ПКВ до НМТ и на 67% для $\varphi_a = 70^\circ$ ПКВ до НМТ.

Влияние топливоподачей на экологические показатели

Для дальнейшего улучшения показателей дизеля, помимо рециркуляции и цикла Миллера, необходим совместный подбор геометрических параметров распылителя электрогидравлической форсунки и давления в топливном аккумуляторе $p_{ак}$ топливной системы с электронным управлением.

С применением отечественного программного комплекса Дизель-РК был проведен анализ влияния диаметра d_c распыливающих отверстий (общее количество отверстий в распылителе форсунки равно 8) электрогидравлической форсунки и $p_{ак}$ на показатели дизеля 4ЧН 10/11 (табл. 2, 3). Исследования проводились на номинальном режиме работы дизеля с частотой вращения коленчатого вала 2400 мин⁻¹ и коэффициентом избытка воздуха 1,6.

По результатам расчетов в программном комплексе Дизель-РК была сделана визуализация процесса впрыскивания топлива в цилиндр (рис. 19, 20).

Таблица 2

Показатели рабочего процесса дизеля при параметрах форсунки
 $i_c = 8$, $d_c = 0,24$ мм

$p_{ак}$, МПа	50	100	150	200	250	300
η_i - индикаторный КПД	0,4573	0,4569	0,4547	0,4531	0,4523	0,4512
p_i - среднее индикаторное давление, МПа	2,362	2,360	2,348	2,341	2,336	2,331
PM , г/(кВт·ч)	0,0087	0,0034	0,0037	0,0068	0,0057	0,0031
NO_x , млн ⁻¹	808	942	1001	1067	1109	1074
d_{32} , мкм	18,3	16,2	15,1	14,4	13,9	13,6
$dp/d\varphi$, МПа/°ПКВ	1,134	1,231	1,243	1,303	1,315	1,294
p_z , МПа	24,1	25,5	26,3	26,8	27,1	27,2
T_z , К	2131	2175	2197	2211	2222	2219
$\theta_{здр}$ - период задержки воспламенения в цилиндре, °ПКВ	8,59	8,55	7,63	7,19	6,81	6,63
$\sigma_{здр}$ - доля топлива, испарившегося за период задержки	0,071	0,144	0,165	0,176	0,202	0,222
$\varphi_{горен}$ - продолжительность сгорания, °ПКВ	66,8	64,6	64,6	63,8	63,6	64,8

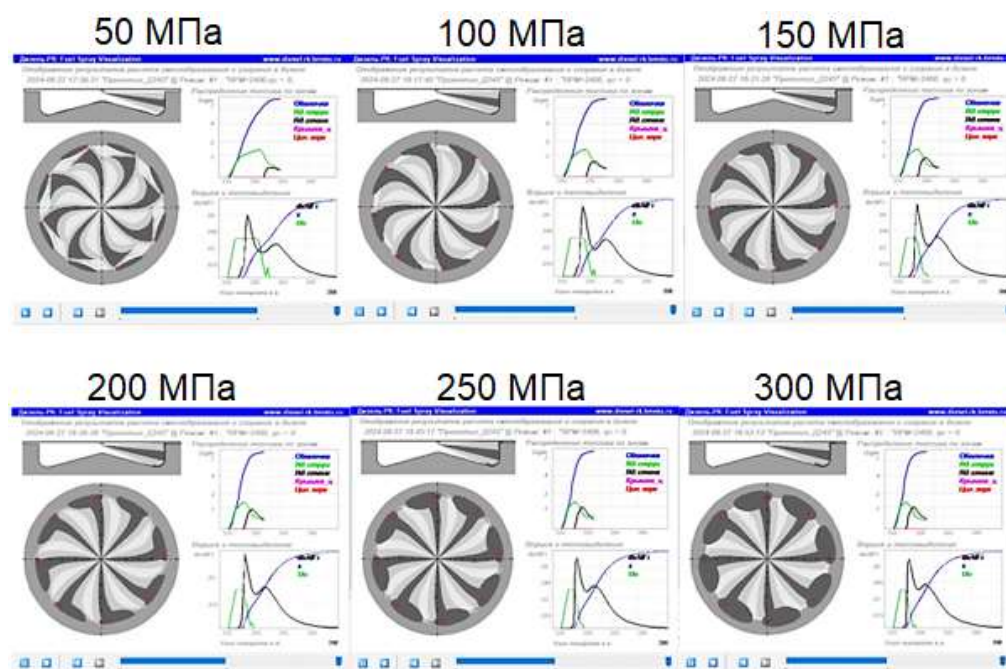


Рис. 19. Развитие струи впрыскиваемого топлива: $i_c = 8$, $d_c = 0,24$ мм

Таблица 3

Показатели рабочего процесса дизеля при параметрах форсунки
 $i_c = 8, d_c = 0,12$ мм

$p_{ак}$, МПа	50	100	150	200	250	300
η_i - индикаторный КПД	0,4007	0,4422	0,4491	0,4518	0,4525	0,4556
p_i - среднее индикаторное давление, МПа	2,070	2,284	2,320	2,333	2,337	2,353
PM , г/(кВт·ч)	0,9015	0,1447	0,0981	0,0875	0,0829	0,0733
NO_x , млн ⁻¹	30	39	298	448	528	1166
d_{32} , мкм	11,1	9,0	8,1	7,5	7,1	6,8
$dp/d\varphi$, МПа/°ПКВ	0,748	0,894	0,918	0,973	1,009	1,014
p_z , МПа	18,5	20,0	20,8	21,4	21,9	22,5
T_z , К	1613	1839	1923	1980	2012	2035
$\theta_{здр}$ - период задержки воспламенения в цилиндре, °ПКВ	8,92	7,40	6,70	6,59	6,53	6,50
$\sigma_{здр}$ - доля топлива, испарившегося за период задержки	0,046	0,059	0,064	0,077	0,089	0,097
$\varphi_{горен}$ - продолжительность сгорания, °ПКВ	82,0	92,6	70	67,8	68,4	68,2

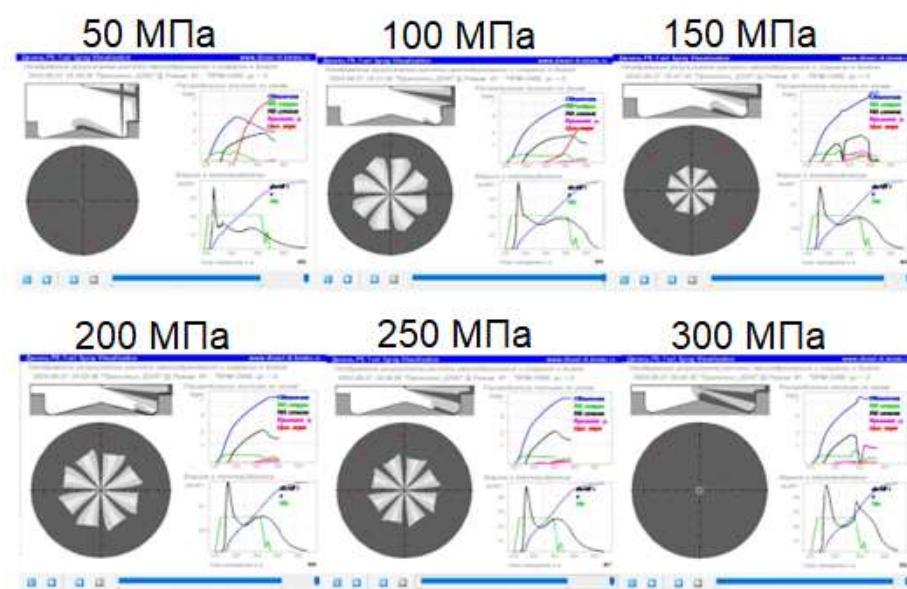


Рис. 20. Развитие струи впрыскиваемого топлива: $i_c = 8, d_c = 0,12$ мм

С уменьшением d_c при сохранении величины цикловой подачи топлива увеличивается длительность процесса впрыскивания и время последующего

тепловыделения (табл. 2, табл. 3). Более длительное существование струи, в которой капли обладают высокой энергией при повышении $p_{ак}$ способствует увеличению доли топлива, попадающего на стенку камеры сгорания. Данный факт определяет снижение содержания NO_x в ОГ, но приводит к росту дисперсных частиц РМ, не смотря на улучшение мелкости распыливания (снижение d_{32}). Вторая причина снижения NO_x с понижением d_c – уменьшение доли топлива $\sigma_{здр}$, поданного и испарившегося за период задержки воспламенения (табл. 2, табл. 3, рис. 21), приводящее к падению скорости нарастания давления в цилиндре $dp/d\phi$, снижению максимального давления p_z и температуры T_z цикла. Уменьшение диаметра капель d_{32} способствует некоторому уменьшению продолжительности задержки воспламенения $\theta_{здр}$, однако это менее значимо, по сравнению с изменением $\sigma_{здр}$.

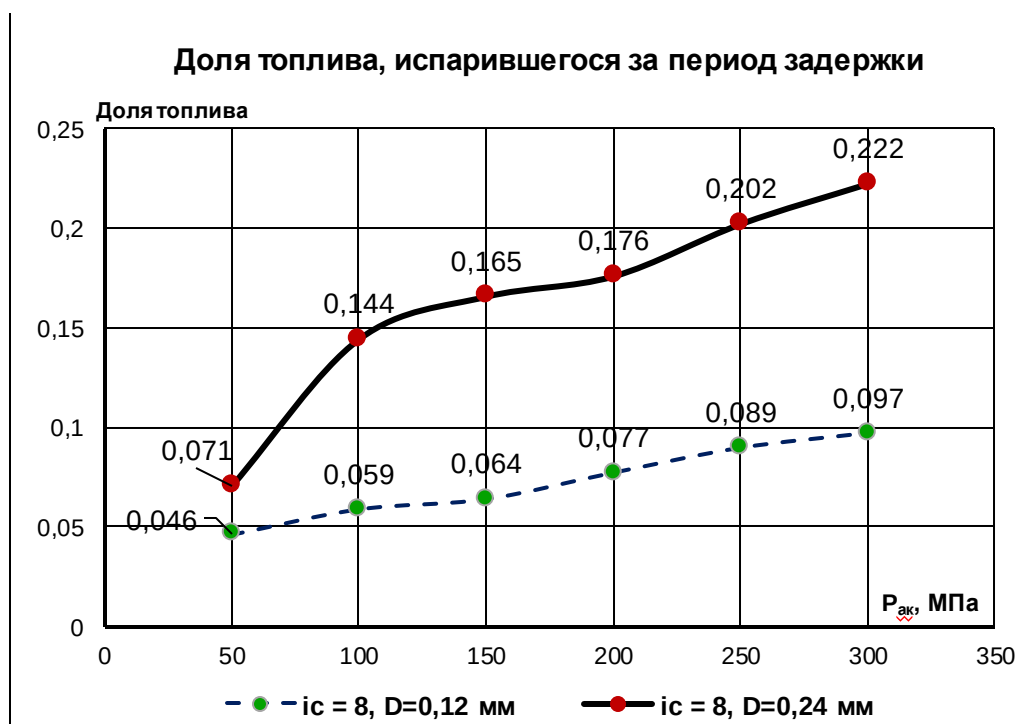


Рис. 21. Изменение доли топлива, испарившегося за период задержки воспламенения, с повышением давления впрыскивания

Длительность процесса сгорания $\varphi_{горен}$ значительно возрастает при переходе с $d_c = 0,24$ мм на $d_c = 0,12$ мм (табл. 2, табл. 3, рис. 22). Это возможно частично нивелировать повышением $p_{ак}$, однако, как показали расчетные исследования,

величина $\varphi_{горен}$ при $d_c = 0,12$ мм и $p_{ак} = 300$ МПа все равно больше, чем при $d_c = 0,24$ мм и $p_{ак} = 50$ МПа.

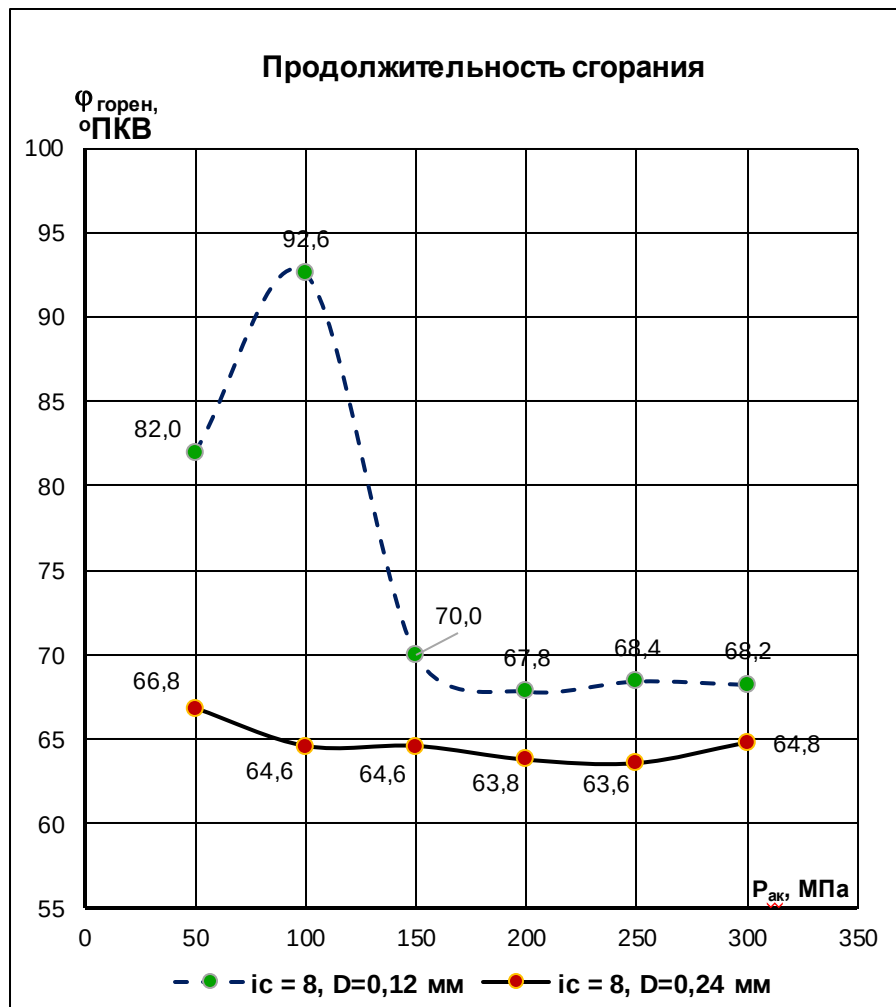


Рис. 22. Изменение продолжительности сгорания с повышением давления впрыскивания

В случае с $d_c = 0,12$ мм увеличение $p_{ак}$ приводит к снижению $\varphi_{горен}$, что связано с увеличением скоростей подачи топлива и его смесеобразования ($\sigma_{здр}$ растет, а $\theta_{здр}$ падает). Индикаторные показатели (КПД η_i и среднее давление p_i) улучшаются.

При $d_c = 0,24$ мм наилучшие значения η_i и p_i достигаются при $p_{ак} = 50$ МПа, и они выше, чем при $d_c = 0,12$ мм и $p_{ак} = 300$ МПа. Дальнейший рост $p_{ак}$ с диаметром распыливающих отверстий $d_c = 0,24$ мм приводит к ухудшению индикаторных показателей, что связано с необходимостью выбора более позднего угла опережения впрыскивания.

Необходимо учитывать, что с понижением d_c возрастает точность дозирования топлива на малых и средних цикловых подачах.

Известно, что с повышением давления впрыскивания и, связанного с этим, увеличения доли топлива, поданного за период задержки воспламенения, жесткость рабочего процесса и количество выделившихся оксидов азота возрастает. Однако снижение длительности основной фазы сгорания будет способствовать уменьшению содержания NO_x .

На рисунках 23 и 24 показано сравнение интенсивности тепловыделения, выбросов сажевых частиц и оксидов азота при двух значениях d_c (0,12 и 0,24 мм) и $p_{ак} = 300$ МПа. С увеличением d_c повышается интенсивность тепловыделения и сокращается его длительность. Однако именно повышение интенсивности тепловыделения превалирует над сокращением его длительности и способствует увеличению содержания NO_x в ОГ при $d_c = 0,24$ мм по сравнению с $d_c = 0,12$ мм. При этом, более высокая температура T_z и сокращение $\varphi_{горен}$ (табл. 2 и табл. 3) при $d_c = 0,24$ мм будут способствовать снижению РМ несмотря на то, что при $d_c = 0,12$ мм мелкость распыливания топлива (d_{32}) лучше.

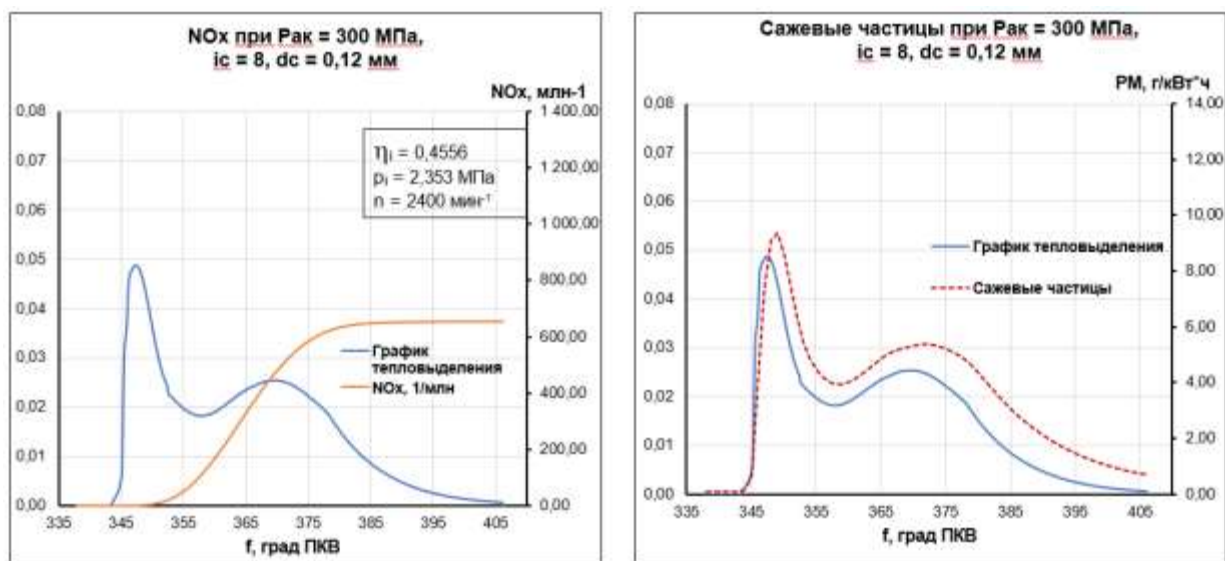


Рис. 23. Интенсивность тепловыделения, выбросы сажевых частиц и оксидов азота при $i_c = 8$, $d_c = 0,12$ мм

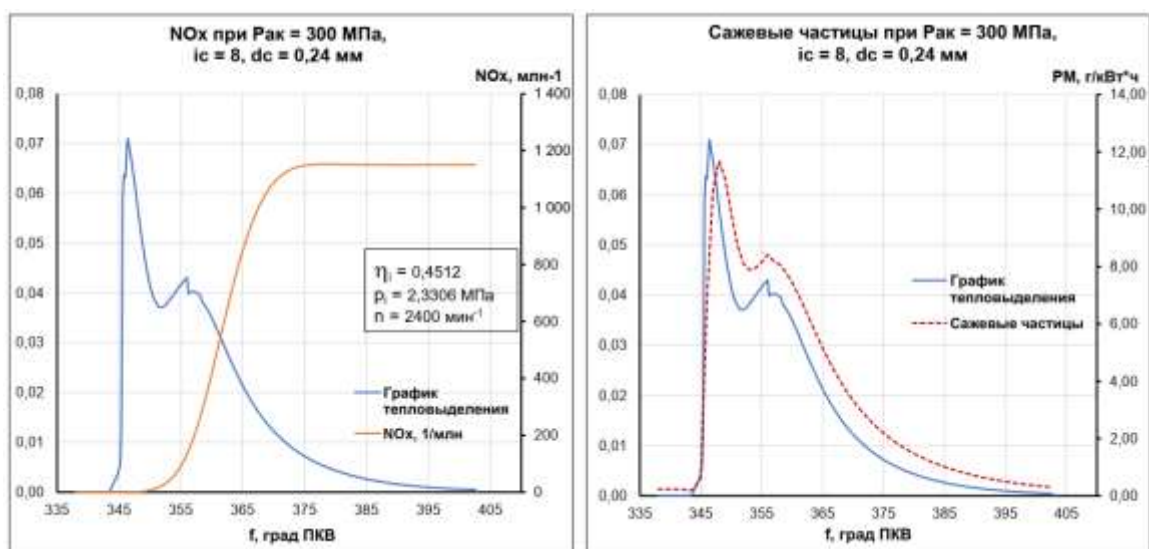


Рис. 24. Интенсивность тепловыделения, выбросы сажевых частиц и оксидов азота при $i_c = 8$, $d_c = 0,24$ мм

Выводы

1. Применение цикла Миллера позволяет снизить выбросы оксидов азота до 60%, но для сохранения мощности требуется значительно повышать давление воздуха на впуске, что возможно применением в дизеле двухступенчатой системы наддува.

2. Применение цикла Миллер 40 и замена моделей ТКР привели к обеспечению содержания NO_x в ОГ на всех режимах работы двигателя по ВСХ на уровне Евро-5. Переход на цикл Миллер 70 обеспечил дальнейшее снижение NO_x , при этом на номинальном режиме работы исследуемого дизеля были достигнуты требования Евро-6. Переход на цикл Миллера обеспечил снижение относительно базовой комплектации дизеля g_e на 6% при Миллер 40 и на 12% при Миллер 70.

3. Компенсация снижения наполнения цилиндров свежим зарядом при применении цикла Миллера потребовала использования других моделей ТКР, что привело к росту среднего значения давления наддува на режимах ВСХ на 12% для Миллер 40 и на 67% для Миллер 70.

4. Для дальнейшего улучшения показателей дизеля необходим совместный подбор геометрических параметров распылителя электрогидравлической форсунки и давления $p_{ак}$.

5. С уменьшением d_c при сохранении величины цикловой подачи топлива увеличивается длительность процесса впрыскивания и время последующего тепловыделения. Более длительное существование струи, в которой капли обладают высокой энергией при повышении $p_{ак}$ способствует увеличению доли топлива, попадающего на стенку камеры сгорания. Данный факт определяет снижение содержания NO_x в ОГ на 40%, но приводит к росту дисперсных частиц РМ, несмотря на улучшение мелкости распыливания (снижение d_{32}).

6. С увеличением d_c повышается интенсивность тепловыделения на 34% и сокращается его длительность на 3°ПКВ. Однако именно повышение интенсивности тепловыделения способствует увеличению содержания NO_x в ОГ.

Список источников

1. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine / Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1996. – Vol. 961820. – P. 1-15.
2. Hiroyuki, Hiroyasu. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions / Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai // Bull. JSME. – 1983. – Vol. 26, No. 214, Paper 214-12. – P. 576-583.
3. Половчиня, А. С. Использование одно- и двухступенчатой системы наддува в четырёхтактных дизелях / А. С. Половчиня, А. Н. Бердник // Материалы секционных заседаний 54-й студенческой научно-технической конференции ТОГУ, Хабаровск, 01–29 мая 2014 года. – Хабаровск: Тихоокеанский государственный университет, 2014. – С. 131-135. – EDN TCBFWZ.
4. Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine / Takuo Yoshizaki [et al.] // SAE Tech. Pap. Ser. – 1994. – No. 941693. – P. 45-56.
5. Григоров, И. Н. Создание систем двухступенчатого наддува высокофорсированных дизелей различного назначения: специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели»: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Григоров И.Н. – 2018. – 117 с.
6. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов [и др.]; Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.

References

1. Takuo Yoshizaki [et al.] *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1996, no. 961820, pp. 1-15.
2. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota, Masataka Arai. *Bull. JSME*, 1983, vol. 26, no. 214, paper 214-12, pp. 576-583.
3. URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=22668165> (25.12.2014).
4. Takuo Yoshizaki [et al.] *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1994, no. 941693, pp. 45-56.
5. Grigorov I. N. Sozdaniye sistem dvukhstupenchatogo nadduva vysokoforsirovannykh dizeley razlichnogo naznacheniya (Creation of systems of two-stage supercharging of high-force diesel engines of various purposes), 2018, 117 p.
6. Shekhovtsov A.F. *Protsessy v perspektivnykh dizelyakh* (Processes in advanced diesel engines), Kharkov, Izdatel'stvo «Osnova» pri Khar'kovskom Universitete, 1992, 352 p.

Рецензент: М.Г. Шатров, д-р техн. наук, проф., МАДИ

Информация об авторах

Синявский Владимир Викторович, канд. техн. наук, доц., МАДИ.

Дунин Андрей Юрьевич, д-р техн. наук, доц., МАДИ.

Пронченко Григорий Всеволодович, аспирант, МАДИ.

Филиппова Евгения Максимовна, магистрант, МАДИ.

Филиппов Владимир Романович, магистрант, МАДИ.

Information about the authors

Sinyavskiy Vladimir V., Candidate of Sciences (Technical), Associate Professor, MADI.

Dunin Andrey Yu., Doctor of Sciences (Technical), Associate Professor, MADI.

Pronchenko Grigory V., postgraduate, MADI.

Filippova Evgenia M., undergraduate, MADI.

Filippov Vladimir R., undergraduate, MADI.

Статья поступила в редакцию 15.05.2025; одобрена после рецензирования 18.06.2025; принята к публикации 20.06.2025.

The article was submitted 15.05.2025; approved after reviewing 18.06.2025; accepted for publication 20.06.2025.