

УДК 629.113

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПЕРЕХОДЕ ОТ V-ОБРАЗНОЙ 8-ЦИЛИНДРОВОЙ КОМПОНОВКИ К РЯДНОЙ 6-ЦИЛИНДРОВОЙ

Кремнев Владислав Владимирович, студент,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, kremnevlad@mail.ru

Синявский Владимир Викторович, канд. техн. наук, доц.,
МАДИ, Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., 64, sinvlad@mail.ru

Аннотация. Цель данной работы состояла в том, чтобы оценить возможный выигрыш в топливной экономичности восьмицилиндрового V-образного (V8) дизеля грузового автомобиля с турбонаддувом при замене его шестицилиндровым рядным (L6) дизелем того же рабочего объема и мощности. Для этого проводился сравнительный расчетный анализ показателей работы дизеля V8 с двумя турбокомпрессорами и дизеля L6 с одним турбокомпрессором с использованием программного комплекса AVL BOOST. Оба дизеля имели одинаковое протекание крутящего момента по внешней скоростной характеристике. Проанализированы факторы, влияющие на топливную экономичность: индикаторный КПД, потери на газообмен, эффективность турбокомпрессора и другие. Дизель P6 имеет равномерный характер пульсаций давления в выпускном коллекторе и на входе в турбину. Дизель V8 имеет неравномерный характер и более высокую амплитуду пульсаций, что приводило к большим потерям на газообмен и более низкому КПД турбины. Удельный эффективный расход топлива дизеля P6 получился на 3,5-7,0% ниже, чем дизеля V8.

Ключевые слова: дизели V8 и P6; моделирование рабочего процесса дизеля; пульсации давления в выпускной системе; эффективность турбокомпрессора; работа газообмена.

ANALYSIS OF THE OPPORTUNITIES FOR IMPROVING DIESEL ENGINE EFFICIENCY WHEN MOVING FROM V8 TO L6 CONFIGURATION

Kremnev Vladislav V., student,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, kremnevlad@mail.ru

Sinyavskiy Vladimir V., Ph.D., associate professor,
MADI, 64, Leningradsky Prosp., Moscow, 125319, Russia, sinvlad@mail.ru

Abstract. The goal of this paper was to estimate a gain in fuel efficiency of an eight-cylinder V-shaped (V8) turbocharged truck diesel engine if it is replaced by a six-cylinder inline (L6) diesel engine having the same displacement and power. For this, a V8 engine with two turbochargers and L6 engine with one turbocharger were compared by simulation using the AVL BOOST software. Both engines had a similar torque by the full load characteristic. The factors influencing the fuel efficiency: indicator efficiency, pumping losses, turbocharger efficiency and others were analyzed. The P6 engine demonstrated a uniform pattern of pressure pulsations in the exhaust manifold and at the turbine inlet. The V8 engine had an uneven pattern and higher amplitude of pulsations which resulted in higher pumping losses and lower turbine efficiency. The brake specific fuel consumption of the P6 engine was by 3.5-7.0 percent lower than that of the V8 engine.

Keywords: V8 and L6 engines; diesel engine working process modeling; pressure pulsations in exhaust system; turbocharger efficiency; gas exchange work.

Введение

К современным дизелям предъявляются требования повышения мощности и топливной экономичности, снижения выбросов токсичных веществ, а также углекислого газа CO_2 . Для выполнения современных экологических норм, ограничивающих токсичные выбросы CO , HC , NO_x и частиц могут использоваться каталитические нейтрализаторы и фильтры частиц. Однако для снижения выбросов CO_2 есть только два способа: переход на топливо с меньшим содержанием углерода и повышение топливной экономичности двигателя. Переход от дизельного топлива на природный газ путем конвертации автомобильного дизеля в газодизель [1, 2], позволил снизить выбросы CO_2 на 15-25 % на разных режимах работы. Если двигатель должен работать на дизельном топливе, выбросы CO_2 можно уменьшить только за счет повышения топливной экономичности. Это требует совершенствования процессов сгорания, снижения потерь на трение и газообмен. Потери на газообмен во многом зависят от числа и расположения цилиндров, схем объединения цилиндров впускными и выпускными коллекторами, выбранного турбокомпрессора (ТКР).

До появления наддува большинство дизелей грузовых автомобилей были V-образными восьмицилиндровыми (V8). Сегодня практически все эти дизели выпускаются с турбонаддувом и большинство из них имеет рядную шестицилиндровую компоновку (P6), хотя по-прежнему производятся дизели V8. Поэтому важно понять, в чем причина изменения конфигурации дизелей при введении наддува, а также оценить, каков будет выигрыш в топливной экономичности и, соответственно, сокращении выбросов CO₂ в случае замены дизеля V8 на дизель P6 того же рабочего объема и мощности.

При отсутствии наддува дизель V8 предпочтительнее, чем P6, так как он имеет меньшую массу и длину, большую частоту вращения и, следовательно, большую мощность. Это связано с тем, что у дизеля V8 коленчатый вал короче, имеет меньшие крутильные колебания и потому менее склонен к поломке при высокой частоте вращения. Кроме того, при одинаковом рабочем объеме и частоте вращения потери на трение в дизеле V8 меньше, поскольку он имеет более низкую среднюю скорость поршня из-за меньшего хода поршня.

Дизель P6 полностью сбалансирован. Суммарные силы инерции 1-го и 2-го порядка и моменты сил инерции 1-го и 2-го порядка за четырехтактный цикл равны нулю. У дизеля V8 моменты сил инерции 2-го порядка не равны нулю. Для их уравнивания необходимо установить на коленчатый вал противовесы определенной массы под углом 18°30' [3].

Потери на газообмен дизелей V8 и P6 без наддува не имеют существенных различий. При наддуве разница потерь на газообмен может быть значительной. Схема дизеля P6 с одним ТКР и дизеля V8 с двумя ТКР и охладителем наддувочного воздуха (ОНВ) представлена на рис. 1. Из рис. 1 видно, что впускной и выпускной коллекторы дизеля P6 короче и проще по конструкции, а элементы системы наддува удобнее разместить,

особенно в случае комбинированного, двухступенчатого наддува и турбокомпаундного двигателя.

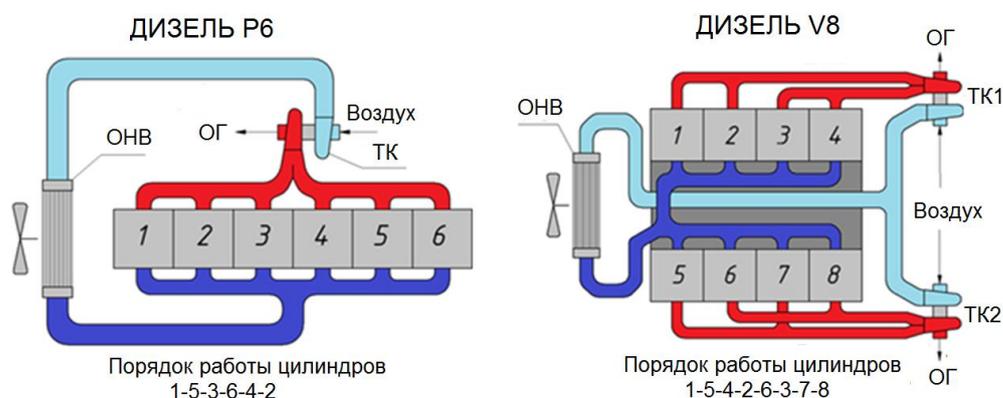


Рис. 1. Схемы дизелей Р6 и V8 с турбонаддувом

Но главное преимущество дизеля Р6 - это повышение топливной экономичности по следующим причинам:

- выше индикаторный КПД из-за больших размеров цилиндра и меньших относительных потерь теплоты в стенки;
- ниже потери на газообмен и выше КПД турбины ТКР в связи с равномерным характером и меньшим размахом пульсаций давления воздуха и отработавших газов (ОГ) во впускном и выпускном коллекторах;
- выше КПД одного ТКР дизеля Р6 из-за его большего размера по сравнению с двумя ТКР дизеля V8.

Как показано в [4], индикаторный КПД дизеля с большим объемом цилиндра при прочих равных условиях получается выше, чем у дизеля с меньшим объемом цилиндра, за счет меньших относительных тепловых потерь в стенки, однако это преимущество будет отчасти компенсировано большими потерями на трение из-за более высокой средней скорости поршня при одинаковой частоте вращения.

В дизелях без наддува работы впуска, выпуска и в целом газообмена отрицательны. В дизелях с наддувом работа выпуска отрицательна, работа впуска положительна, работа газообмена может быть как положительной, так и отрицательной и зависит от потерь в системах впуска и выпуска и КПД ТКР.

На основании данного анализа поставлены цель и задачи исследования:

Провести сравнительный расчетный анализ параметров дизеля Р6 с одним ТКР и дизеля V8 с двумя ТКР, имеющих одинаковый рабочий объем и одинаковое протекание эффективной мощности и крутящего момента по внешней скоростной характеристике (ВСХ), чтобы оценить преимущество дизеля Р6 в части топливной экономичности и объяснить причины этого преимущества.

Методика расчетов

Исследовали два дизеля КАМАЗ: V8 модели 740 и Р6 модели 910 с перепуском газа мимо турбины. Исходными данными служили значения среднего эффективного давления, рассчитанные на основе ВСХ дизеля КАМАЗ 740.74-440, приведенной в [5]. Оба дизеля имели одинаковую степень сжатия 17,0. Использовались характеристики компрессоров и турбин производства ОАО «Турботехника» [6].

Расчеты проводились по программе AVL BOOST. Были разработаны и загружены в программу модели двух дизелей с наддувом (рис. 1).

Основные параметры двигателей и ТКР указаны в таблице 1. Здесь i – число цилиндров, D – диаметр цилиндра, S – ход цилиндра, iV_h – рабочий объем, ε – степень сжатия, $i_{\text{ТКР}}$ – количество ТКР, D_k – диаметр колеса компрессора, $\eta_{\text{к.макс}}$ – максимальный адиабатный КПД компрессора, D_t – диаметр колеса турбины, $\eta_{\text{т.макс}}$ – максимальный эффективный КПД турбины.

Таблица 1.

Основные параметры сравниваемых дизелей и турбокомпрессоров

Дизель	i	D , мм	S , мм	iV_h , л	ε	$i_{\text{ТКР}}$	D_k , мм	$\eta_{\text{к.макс}}$	D_t , мм	$\eta_{\text{т.макс}}$
V8	8	120	130	11,76	17	2	76,3	0,78	63	0,66
Р6	6	129	150	11,94	17	1	83	0,80	73,3	0,71

Расчеты проводились для четырёх частот вращения по ВСХ. Для моделирования горения в программе AVL BOOST использовались параметры формулы Вибе: длительность горения $\varphi_z=70$ градусов угла

поворота коленчатого вала и показатель характера горения $m=1,0$, полученные расчетами дизеля по программе AVL FIRE [7].

Результаты и обсуждение

Расположение точек ВСХ дизелей V8 и P6 на характеристиках компрессора представлено на рис. 2. Здесь U_k — окружная скорость на наружном диаметре колеса, а цифры на характеристиках — КПД компрессора. Видно, что для обоих дизелей точки ВСХ расположены на достаточном удалении от линии помпажа, а степень повышения давления в компрессоре ниже на режиме максимальной мощности, чем на режиме максимального крутящего момента, из-за открытия перепускного клапана перед турбиной. На характеристике компрессора дизеля P6 большинство точек ВСХ расположены «идеально» в области наибольшего КПД компрессора. Для дизеля V8 точки ВСХ несколько смещены влево от «идеального» положения, что приводит к некоторому повышению КПД компрессора на больших частотах вращения двигателя и уменьшению — на малых по сравнению с дизелем P6.

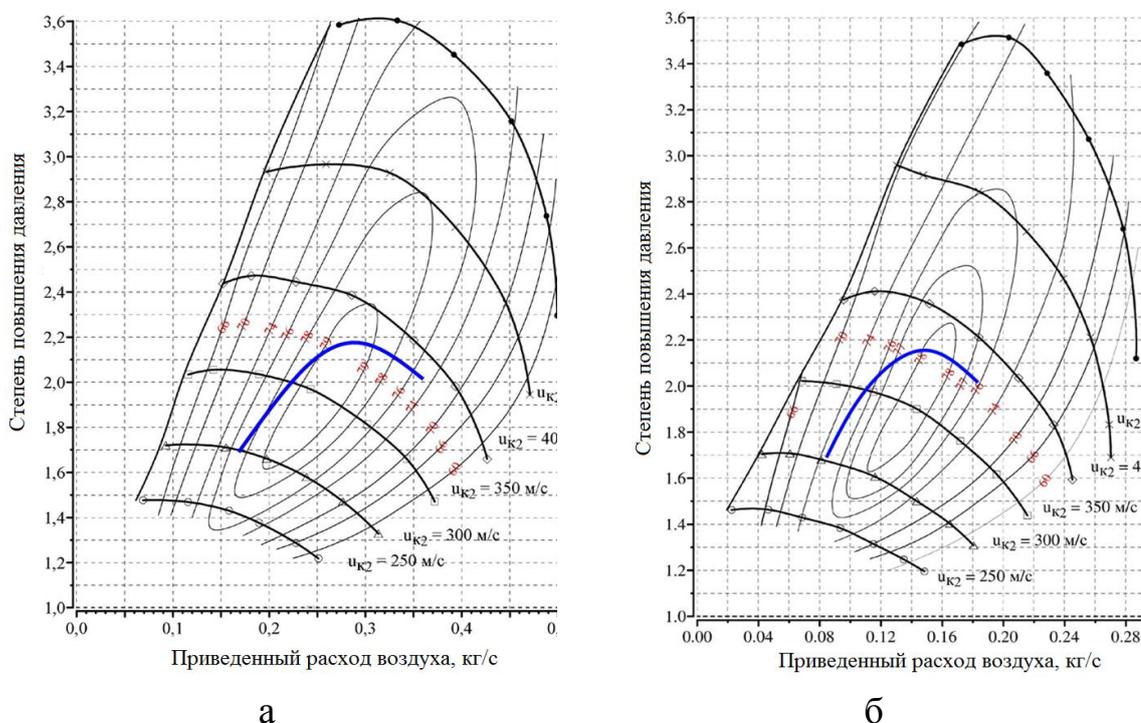


Рис. 2. Расположение точек ВСХ: а) дизеля P6; б) дизеля V8

На рисунке 3 показаны пульсации давления ОГ в выпускных коллекторах дизелей на выходе из цилиндра на номинальном режиме. Как видно из рис. 3 дизель Р6 имеет равномерный характер пульсаций давления, а дизель V8 – неравномерный. Это объясняется порядком работы цилиндров, который у дизеля Р6 равен 1-5-3-6-2-4 с равными интервалами работы цилиндров одного выпускного коллектора 120° - 120° - 120° - 120° - 120° - 120° . Дизель V8 имеет порядок работы цилиндров 1-5-4-2-6-3-7-8 с неравными интервалами работы цилиндров 180° - 90° - 180° - 270° (1, 4, 3 и 2 цилиндры) и 270° - 180° - 90° - 180° (5, 6, 7 и 8 цилиндры). Это вызывает неравномерный характер и большую амплитуду пульсаций давления ОГ у дизеля V8, что приводит к большим потерям работы выталкивания из-за повышенного противодействия ОГ в процессе выпуска, и соответственно, более высоким потерям на газообмен.

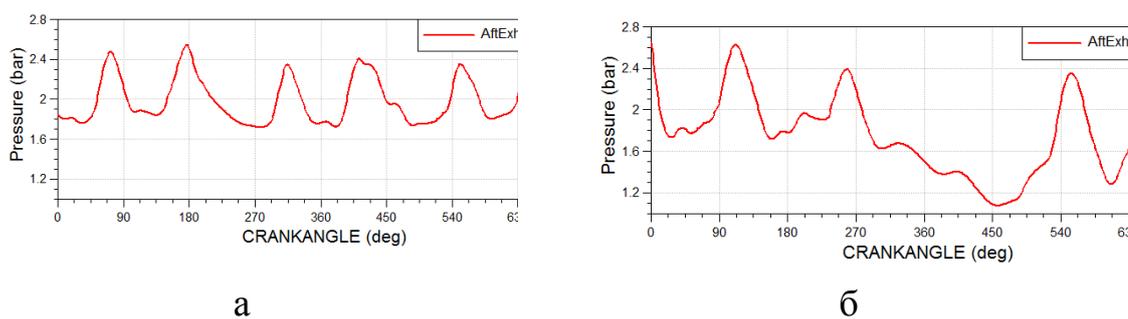


Рис. 3. Пульсации давления газа в выпускном коллекторе на выходе из цилиндра:
а) дизеля Р6; б) дизеля V8

На рисунке 4 показаны пульсации давления ОГ на входе в турбину на режиме номинальной мощности. Как видно из рис. 4, дизель Р6 имеет равномерный характер пульсаций давления, а V8 – неравномерный по причинам, которые поясняются выше. Неравномерность пульсаций давления на входе в турбину двигателя V8 приводит к снижению КПД турбины.

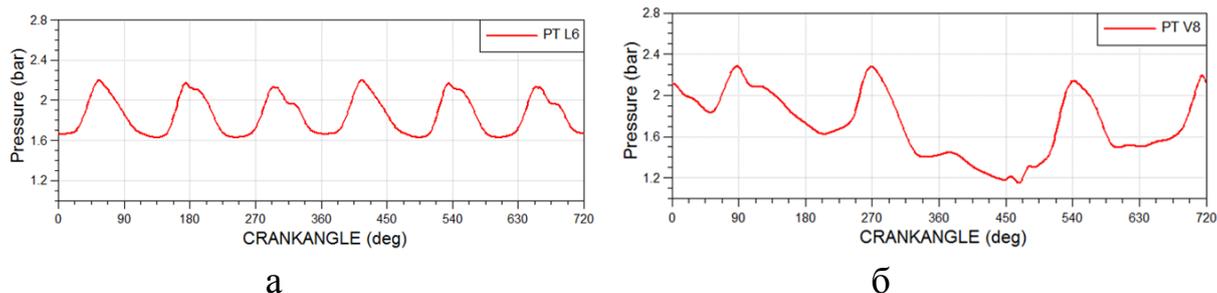


Рис. 4. Пульсации давления газа в выпускном коллекторе на входе в турбину:
а) дизеля Р6; б) дизеля V8

На рисунке 5 представлены значения среднего давления выпуска ($p_{\text{вып}}$) для всех цилиндров дизелей Р6 и V8 на номинальном режиме. Как видно из рис. 5, значения среднего давления выпуска близки для всех цилиндров дизеля Р6, тогда как для дизеля V8 эти параметры заметно различаются и имеют большую величину.

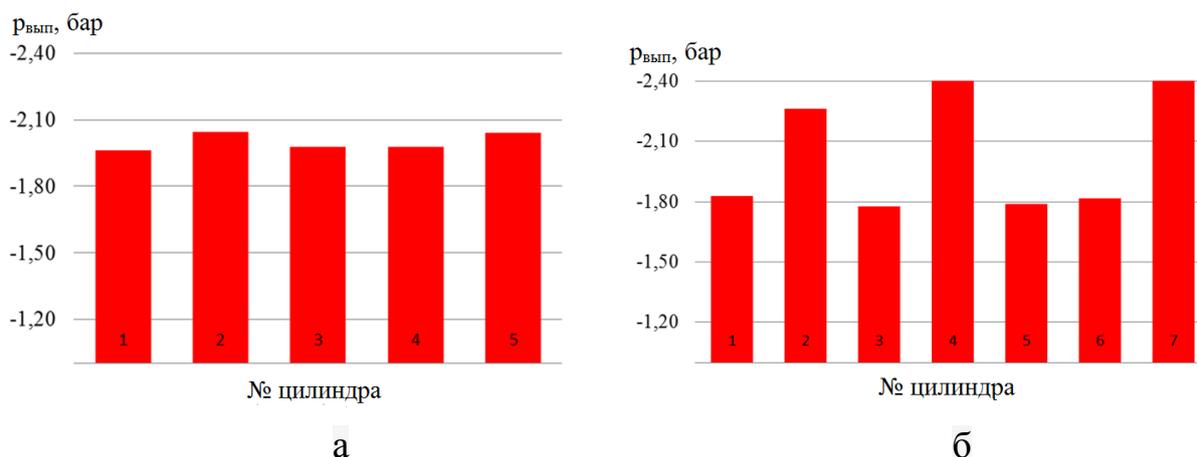


Рис. 5. Среднее давление выпуска: а) дизеля Р6; б) дизеля V8

Значения среднего давления потерь на выпуске ($p_{\text{вып}}$), впуске ($p_{\text{вп}}$) и газообмен ($p_{\text{го}}$), равного сумме $p_{\text{вп}}$ и $p_{\text{го}}$, представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Среднее давление процессов выпуска, впуска и газообмена

$n, \text{мин}^{-1}$	Дизель V8			Дизель Р6		
	$p_{\text{вып}}, \text{бар}$	$p_{\text{вп}}, \text{бар}$	$p_{\text{го}}, \text{бар}$	$p_{\text{вып}}, \text{бар}$	$p_{\text{вп}}, \text{бар}$	$p_{\text{го}}, \text{бар}$
1000	-1,5663	1,69	0,12	-1,4897	1,6496	0,16
1300	-1,994	2,084	0,09	-1,77	2,073	0,30
1600	-2,0195	1,999	-0,02	-1,8454	2,035	0,19
1900	-2,0743	1,9136	-0,16	-1,9953	1,9471	-0,05

Как видно из таблицы 2, величина $p_{го}$ для дизеля Р6 отрицательна только при $n=1900$ мин⁻¹, а для дизеля V8 – при $n=1600$ и 1900 мин⁻¹. При этом на всех режимах $p_{го}$ дизеля Р6 больше, чем дизеля V8, что приводит к меньшим потерям на газообмен лучшей топливной экономичности.

На рисунке 6 представлено изменение показателей обоих дизелей по ВСХ. Здесь η_i – индикаторный КПД, M_e – крутящий момент, α – коэффициент избытка воздуха, g_e – удельный эффективный расход топлива.

Как видно из рис. 6 индикаторный КПД дизеля Р6 на 2-4% больше, чем у дизеля V8 за счет меньших относительных потерь тепла в систему охлаждения. Коэффициент избытка воздуха у обоих дизелей на номинальном режиме одинаков, а на малой частоте вращения он больше у дизеля Р6 на 3%. Это можно объяснить большим КПД компрессора дизеля Р6 в зоне минимальной частоты вращения по ВСХ (рис. 2). КПД турбокомпрессора двигателя Р6 выше и находится в диапазоне 0,475...0,480, а у двигателя V8 в диапазоне 0,388...0,430. Более высокий индикаторный КПД и меньшие потери на газообмен дизеля Р6 привели к получению меньшего удельного эффективного расхода топлива на 4-7% при изменении частоты вращения двигателя от максимальной до минимальной.

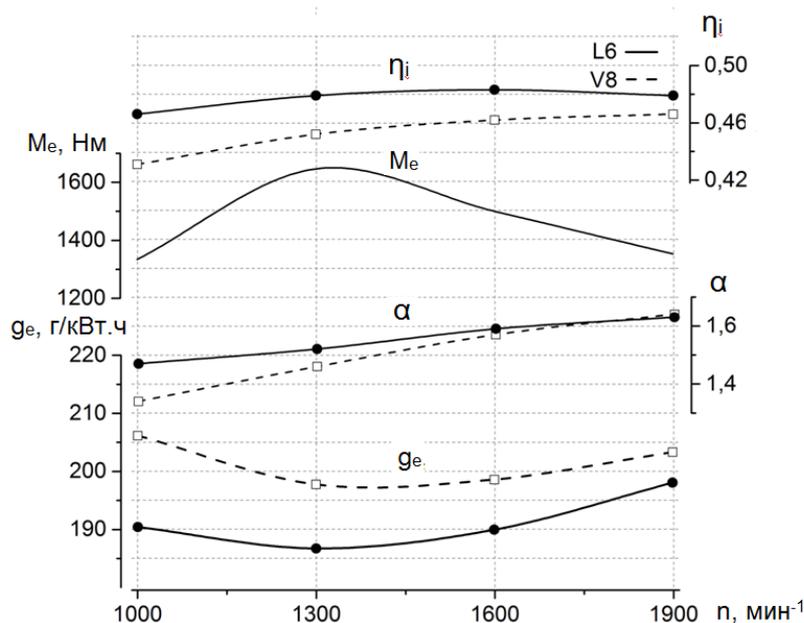


Рис. 6. Изменение параметров двигателя по ВСХ

Выводы

Конфигурация Р6 лучше подходит для дизеля с турбонаддувом, чем V8, так как облегчает монтаж элементов системы наддува и позволяет использовать более короткие коллекторы и один высокоэффективный турбокомпрессор, вместо двух на двигателе V8.

Дизель Р6 имеет более высокий индикаторный КПД на 2-4% за счет меньших относительных потерь тепла в систему охлаждения.

Дизель Р6 имеет меньшие потери на газообмен из-за равномерного характера пульсаций давления газа в выпускном коллекторе, что приводит к снижению работы выталкивания и повышению КПД турбины.

КПД турбокомпрессора дизеля Р6 выше и находится в диапазоне 0,475...0,480, а у дизеля V8 – в диапазоне 0,388...0,430.

По названным выше причинам топливная экономичность дизеля Р6 на 4-7% лучше, чем у дизеля V8.

Список литературы

1. Shatrov, M.G. Method of conversion of high- and middle-speed diesel engines into gas diesel engines / M.G. Shatrov, V.V. Sinyavski, A.Y. Dunin, I.G. Shishlov, A.V. Vakulenko // Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering. – vol. 15, issue 3. – 2017. – P. 383-395.
2. Физическое моделирование рабочего процесса газодизеля / М.Г. Шатров, А.С. Хачиян, В.В. Синявский, И.Г. Шишлов, А.В. Вакуленко // Тракторы и сельхозмашины. – 2017. – Т. 84. – № 4. – С. 3-10.
3. Назаров, А.Д. Обеспечение уравновешенности двигателей V8 увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала / А.Д. Назаров // Журнал автомобильных инженеров. – 2013. – Т. 3. – № 80. – С. 34-37.
4. Shatrov, M.G. Analysis of indicator and effective parameters of automotive and locomotive gas-diesel engines operating in similar modes / M.G. Shatrov, V.V. Sinyavski, A.V. Vakulenko, A.Y. Dunin // 2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems, WECONF 2021 - Conference Proceedings. – 2021. 9470672.

5. Григоров, И.Н. Разработка систем двухступенчатого турбонаддува высокофорсированных дизелей различного назначения: дисс. канд. техн. наук: 05.04.02 / Григоров Иван Николаевич; МГТУ МАМИ. – М., 2018. – 119 с.
6. Григоров, И.Н. Опыт разработки систем наддува двигателей КАМАЗ ЕВРО-4,5 / И.Н. Григоров, Р.В. Каминский, Н.В. Каминский, С.В. Сибряков // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – Т. 4. – № 69. – С. 28-35.
7. Шатров, М.Г. Выбор рабочего процесса для среднеоборотного двигателя, питаемого природным газом / М.Г. Шатров, В. В. Синявский, И.Г. Шишлов, А.В. Вакуленко, М.С. Репин // НАУКОГРАД НАУКА ПРОИЗВОДСТВО ОБЩЕСТВО. – 2018. – Т. 2. – № 16. – С. 9-15.

References

1. Shatrov, M. G. Method of conversion of high- and middle-speed diesel engines into gas diesel engines / M. G. Shatrov, V. V. Sinyavski, A. Y. Dunin, I. G. Shishlov, A. V. Vakulenko // *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*. – vol. 15, issue 3, – 2017, – P. 383-395.
2. Shatrov M.G., Khatchyan A.S., Sinyavski V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V. *Tractori i selhozmachini*, 2017, vol. 84, no. 4, pp. 3-10.
3. Nazarov A.D. *Journal of automotive engineers*, 2013, vol. 3, no. 80, pp. 34-37.
4. Shatrov, M. G. Analysis of indicator and effective parameters of automotive and locomotive gas-diesel engines operating in similar modes / M. G. Shatrov, V. V. Sinyavski, A. V. Vakulenko, A. Y. Dunin // 2021 Wave Electronics and its Application in Information and Telecommunication Systems, WECONF 2021 - Conference Proceedings. – 2021. 9470672.
5. Grigorov I.N. *Razrabotka sistem dvukhstupenchatogo turbonadduva vysokoforsirovannykh dizeley razlichnogo naznacheniya* (Development of two-stage turbocharging systems for highly accelerated diesel engines for various purposes), PhD thesis, Moscow, MGTU MAMI, 2018, 119 p.
6. Grigorov I.N., Kaminskiy R.V., Kaminskiy N.V., Sibiryakov S.V. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2011, vol. 4, no. 69, pp. 28-35
7. Shatrov M. G., Sinyavski V.V., Shishlov I.G., Vakulenko A.V., Repin M. S. *NAUKOGRAD NAUKA PROIZVODSTVO OBSHCHESTVO*, 2018, vol. 2, no. 16. pp. 9-15.

Рецензент: А.Ю. Дунин, канд. техн. наук, доц., МАДИ