

АНАЛИЗ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ЦИЛИНДРОВ

Лю Ин, аспирант, А.Г. Кузнецов, д.т.н., профессор, С.В. Харитонов, к.т.н., доцент МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Представлены результаты расчетного исследования работы дизельного среднеоборотного 16-цилиндрового двигателя на режимах малой нагрузки при отключении восьми цилиндров для следующих вариантов функционирования системы газораспределения в отключенных цилиндрах: все клапаны функционируют в штатном режиме; впускные клапаны закрыты, выпускные работают в штатном режиме; впускные работают в штатном режиме, выпускные клапаны закрыты; все клапаны закрыты. Улучшение топливной экономичности получено только при закрытии в отключенных цилиндрах всех клапанов, при всех остальных вариантах удельный эффективный расход топлива увеличивается. Для объяснения полученных результатов проведен анализ индикаторных диаграмм в работающих и отключенных цилиндрах. Показано, что значительное влияние на расход топлива оказывают потери энергии на насосные ходы, величина которых существенно зависит от работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах.

Отключение цилиндров уже длительное время применяется для управления двигателями, однако практика и научные исследования в этой области нередко дают различные, порой противоречивые результаты. При работе двигателя на частичных по крутящему моменту и частоте вращения режимах этот метод позволяет улучшить топливную экономичность [1–3].

Часто для обоснования отключения цилиндров используют стандартные универсальные или нагрузочные характеристики двигателя, полученные при штатной работе всех цилиндров [4–6]. По этим характеристикам видно, что для выработки требуемой мощности при отключении части цилиндров работающие цилиндры переходят на режимы, соответствующие большей нагрузке, на которых повышается эффективный коэффициент полезного действия (КПД). Такой подход дает принципиальное обоснование эффективности метода отключения цилиндров, но не позволяет провести более точный анализ. Функционирование отключенных цилиндров происходит в условиях, которые не соответствуют режимам стандартных

характеристик двигателя, поэтому нуждается в специальном описании.

Отключение цилиндров производится прекращением подачи в них топлива. Как показывают исследования [3, 7, 8], эффективность отключения цилиндров в значительной степени зависит от функционирования системы газораспределения. Работа впускных и выпускных клапанов в штатном режиме не является наилучшим вариантом. В работе [9] показано, что наибольший эффект по снижению расхода топлива получен при закрытии в отключенных цилиндрах впускных и выпускных клапанов, что также нельзя проанализировать с помощью стандартных характеристик двигателя.

Использование на современных дизельных двигателях газотурбинного наддува стало практически обязательным. Отключение цилиндров влияет на функционирование турбокомпрессора, что оказывает влияние на протекание рабочего процесса в поршневой части и изменяет характеристики двигателя на этих режимах.

Следует также отметить, что при использовании дизельных аккумуляторных систем подачи топлива типа common rail не происходит заметного ухудшения качества распыливания топлива на режимах малых нагрузок, что являлось одной из существенных причин снижения эффективного КПД двигателя. В связи с этим выигрыш в топливной экономичности в результате отключения цилиндров на частичных режимах может оказаться не столь ощутимым.

В данной работе поставлена задача проведения расчетного исследования, результаты которого дают возможность проанализировать особенности протекания рабочего процесса дизельного двигателя при отключении цилиндров на частичных режимах работы.

Объектом исследования является 16-цилиндровый дизельный двигатель типа Д49 (16ЧН26/26) производства ОАО «Коломенский завод» номинальной мощностью 2500 кВт при частоте вращения 1000 об/мин. Двигатели данного типа нашли применение в тепловозных и судовых энергетических установках, а также в качестве привода электрических генераторов.

Для проведения расчетного исследования использовался программный комплекс GT-SUITE

[10], который с успехом применяется для моделирования работы тепловых двигателей. Составлена компьютерная модель двигателя Д49, которая содержит поршневую часть, турбокомпрессор, впускной и выпускной трубопроводы и систему газораспределения с возможностью влияния на работу впускных и выпускных клапанов. Для каждого цилиндра задавалась характеристика подачи топлива, в отключенные цилиндры подача топлива не производилась.

Оценка адекватности компьютерной модели проводилась методом сравнения значений параметров рабочего процесса двигателя, полученных в результате расчета и экспериментальных данных для одинаковых режимов работы двигателя. На рис. 1 представлены результаты сравнения расчетных значений индикаторного и механического КПД с экспериментальными данными при работе двигателя по нагрузочным характеристикам для четырех частот вращения $n = 450, 556, 630, 742$ об/мин. Хорошее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными подтвердило возможность использования разработанной компьютерной модели двигателя Д49 для расчетного исследования.

Двигатель Д49 имеет V-образное расположение

цилиндров с двумя системами валов газораспределения, поэтому с точки зрения практической реализации наиболее удобно проводить отключение одного ряда из 8 цилиндров. На первом этапе моделирования проведено исследование рабочего процесса двигателя на частичных по нагрузке режимах работы для значений крутящего момента M от 1000 до 4000 Нм при отключении 8 цилиндров для частот вращения $n = 450, 556, 630, 742$ об/мин.

Исследовались следующие варианты работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах: $z = 1$ — все клапаны функционируют в штатном режиме; $z = 2$ — впускные клапаны закрыты, выпускные клапаны работают в штатном режиме; $z = 3$ — впускные клапаны работают в штатном режиме, выпускные клапаны закрыты; $z = 4$ — все клапаны закрыты.

Если рабочий процесс в отключенных цилиндрах для первых трех вариантов работы системы газораспределения можно рассчитать с помощью исходной компьютерной модели двигателя, то вариант закрытия всех клапанов нуждается в дополнительном анализе. При закрытии всех клапанов цилиндр практически отсоединяется от впускной и выпускной систем. Тогда, масса

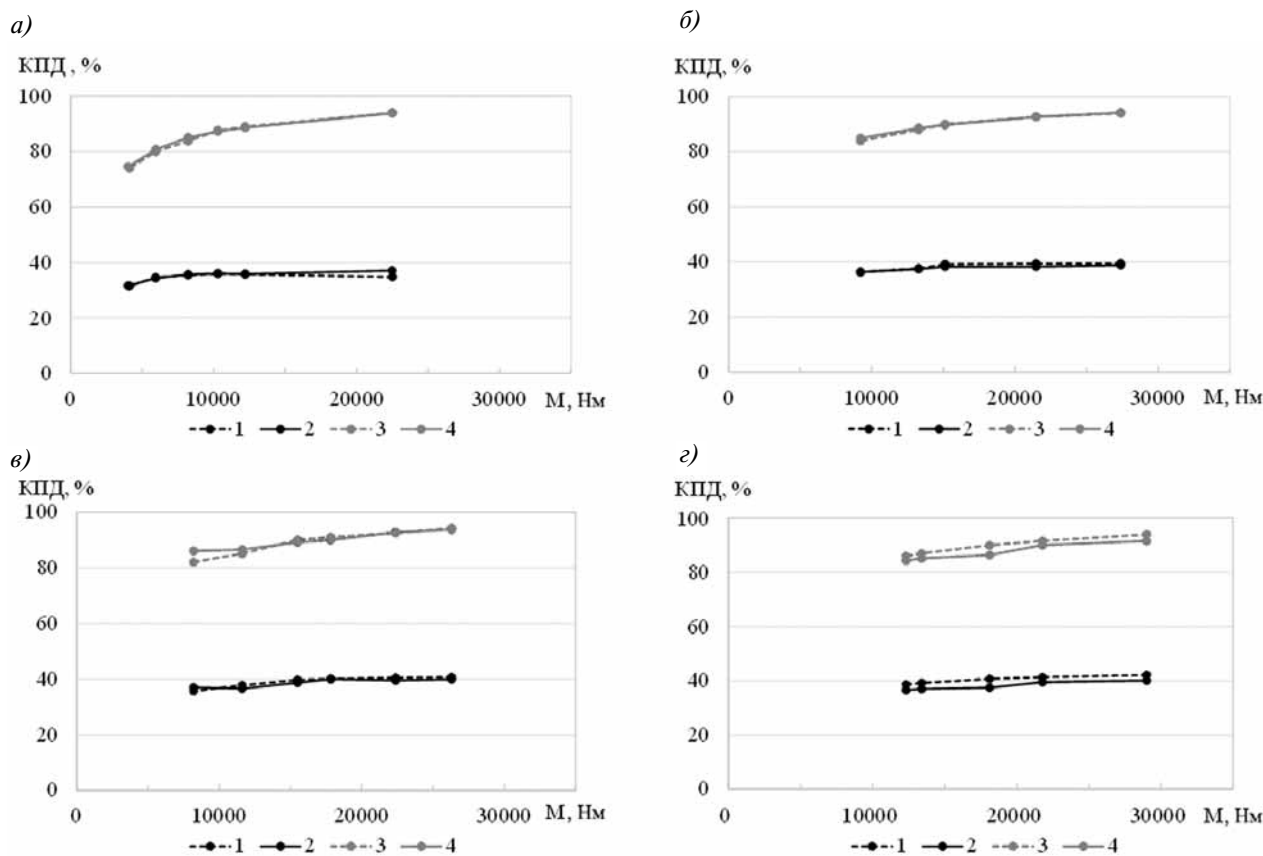


Рис. 1. Зависимость КПД двигателя от нагрузки при различных частотах вращения:

а — 450 об/мин; б — 556 об/мин; в — 630 об/мин; з — 742 об/мин;

индикаторный КПД: 1 — расчет, 2 — эксперимент;

механический КПД: 3 — расчет, 4 — эксперимент

воздуха или газовой смеси, находящаяся в цилиндре в момент закрытия клапанов, при движении поршня то сжимается, то расширяется, работая как пневматическая пружина. Но следует учитывать, что внутренний объем цилиндра не становится герметичным, поскольку через зазоры поршневых колец остается соединенным с полостью картера.

Для описания изменения состояния воздуха в отключенных цилиндрах при закрытых клапанах было проведено отдельное исследование. В программном комплексе GT-SUITE создана модель одноцилиндрового двигателя размерности, соответствующей двигателю Д49. Впрыск топлива не производится, полость цилиндра соединена с областью постоянного давления небольшим каналом длиной L и площадью сечения S , имитирующим канал, образованный зазорами в поршневых кольцах и соединяющий цилиндр с картером (рис. 2). Давление газа в картере принято 0,1 МПа. Расчеты изменения состояния воздуха в отключенном цилиндре проводились при частоте вращения 450 об/мин и температуре воздуха 333 К.

Длина и площадь поперечного сечения канала выбиралась по конструктивным параметрам цилиндропоршневой группы двигателя. Для оценки влияния геометрических размеров канала на вид индикаторной диаграммы расчеты проводились для значений площади поперечного сечения канала $S = 0,1 \text{ мм}^2$ и $S = 0,5 \text{ мм}^2$. Длина канала L на результаты расчетов не оказывала влияния. Закрытие клапанов может осуществляться одновременно в нескольких отключаемых цилиндрах, поэтому давление воздуха или газа в цилиндре в момент закрытия клапанов p_1 может быть различным. Давление воздуха в цилиндре в момент закрытия клапанов варьировалось от $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, что соответствует тактам

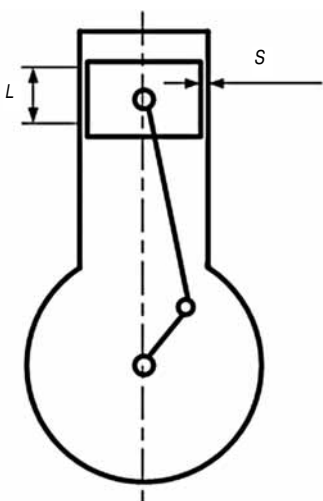


Рис. 2. Схема модели одноцилиндрового двигателя

впуска и выпуска, до $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$, что соответствует концу сжатия.

Результаты расчетов показали, что для всех исследованных вариантов через определенное время в отключенном цилиндре с закрытыми клапанами состояние воздуха меняется в соответствии с характеристикой, показанной на рис. 3. Максимальное давление в цилиндре составило 0,61 МПа, когда поршень находится в верхней мертвой точке, минимальное давление равно 0,016 МПа в начале сжатия.

Начальное давление воздуха p_1 и площадь поперечного сечения имитационного канала S влияют только на время установления данной характеристики изменения давления. Влияние на время установления индикаторной диаграммы в отключенных цилиндрах давления воздуха в момент закрытия клапанов p_1 и площади поперечного сечения канала в поршневых кольцах S показано на рис. 4 и 5 соответственно в виде времени установления максимального давления p_{max} индикаторной диаграммы. Из рис. 4 видно, что при $S = 0,5 \text{ мм}^2$ для давления в цилиндре в момент закрытия клапанов $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ время установления индикаторной диаграммы составляет 150 с, а при давлении $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$ — 200 с.

Более существенное влияние на время установления индикаторной диаграммы в отключенных цилиндрах при закрытии клапанов оказывает площадь поперечного сечения канала в поршневых кольцах. Рис. 5 показывает, что при давлении воздуха в момент закрытия клапанов $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$ время установления индикаторной диаграммы при $S = 0,5 \text{ мм}^2$ составляет 150 с, а при $S = 0,1 \text{ мм}^2$ — 900 с.

Расчет рабочего процесса двигателя показал, что отключение цилиндров различным образом влияет на расход топлива в зависимости от режима работы и функционирования системы

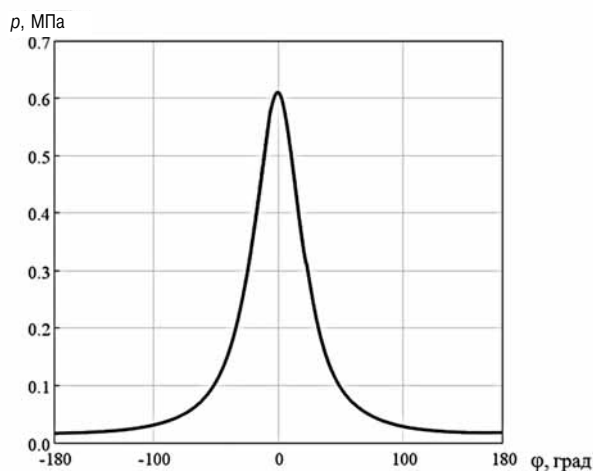


Рис. 3. Изменение давления в отключенном цилиндре при закрытых клапанах

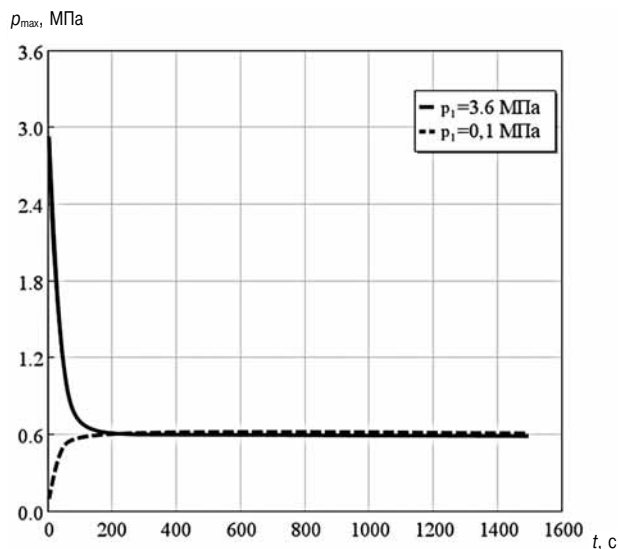


Рис. 4. Максимальное давление каждого цикла в отключенном цилиндре при закрытых клапанах и $S = 0,5 \text{ мм}^2$

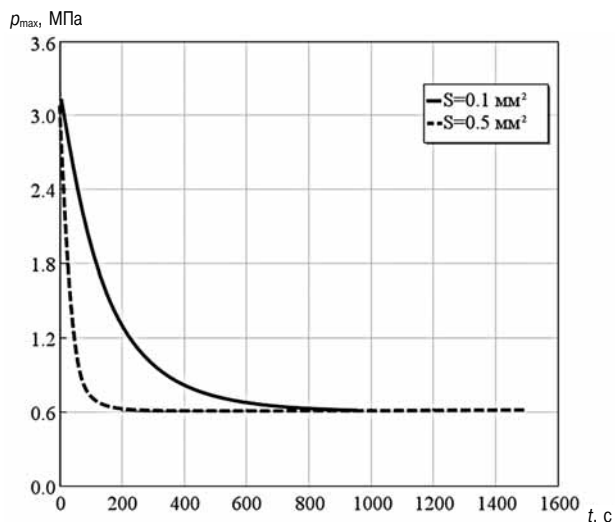


Рис. 5. Максимальное давление каждого цикла в отключенном цилиндре при закрытых клапанах и $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$

газораспределения в отключенных цилиндрах. Оценка топливной экономичности проводилась по величине относительного удельного эффективного расхода топлива

$$\bar{g}_e = \frac{g_{e,z=0} - g_{e,z=i}}{g_{e,z=0}} \cdot 100\%,$$

где $g_{e,z=0}$ — удельный эффективный расход топлива при работе двигателя без отключения цилиндров; $g_{e,z=i}$ — удельный эффективный расход топлива при отключении цилиндров. Положительная величина относительного показателя характеризует снижение расхода топлива, отрицательная — увеличение.

На рис. 6 приведена гистограмма значений относительного удельного эффективного расхода топлива для различных вариантов работы двигателя на частоте вращения $n = 450 \text{ об/мин}$ при значениях крутящего момента $M = 1000\text{--}4000 \text{ Нм}$. Снижение расхода топлива получено только при закрытии всех клапанов в отключенных цилиндрах ($z = 4$), другие варианты работы системы газораспределения ($z = 1\text{--}3$) ухудшают топливную экономичность.

Для выявления особенностей рабочего процесса двигателя при отключении цилиндров проведен анализ индикаторных диаграмм в работающих и отключенных цилиндрах. Наибольшей эффект от отключения цилиндров был получен на режиме, соответствующем крутящему моменту $M = 1000 \text{ Нм}$, поэтому ниже результаты расчетов представлены для этого режима. Индикаторная диаграмма при работе двигателя на рассмотренном режиме без отключения цилиндров в виде зависимости давления p от относительного изменения объема цилиндра V/V_a (V_a — объем цилиндра в конце сжатия) представлена на рис. 7. Индикаторные диаграммы в работающих и отключенных цилиндрах для рассмотренных четырех вариантов функционирования системы газораспределения показаны на рис. 8–15. На каждом рисунке слева дана полная индикаторная диаграмма, справа — в увеличенном масштабе для оценки работы насосных ходов показана часть

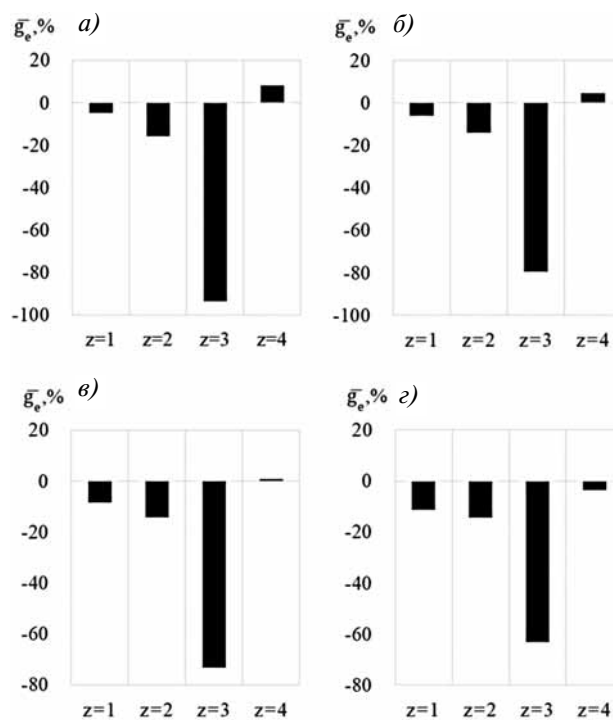


Рис. 6. Относительный удельный эффективный расход топлива:

$a - M = 1000 \text{ Нм}$; $b - M = 2000 \text{ Нм}$;
 $c - M = 3000 \text{ Нм}$; $d - M = 4000 \text{ Нм}$

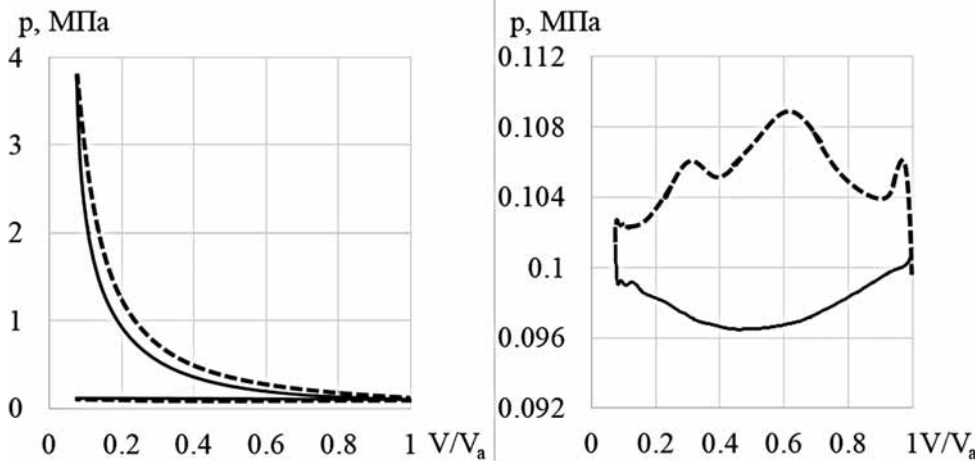


Рис. 7. Индикаторная диаграмма без отключения цилиндров ($z = 0$)

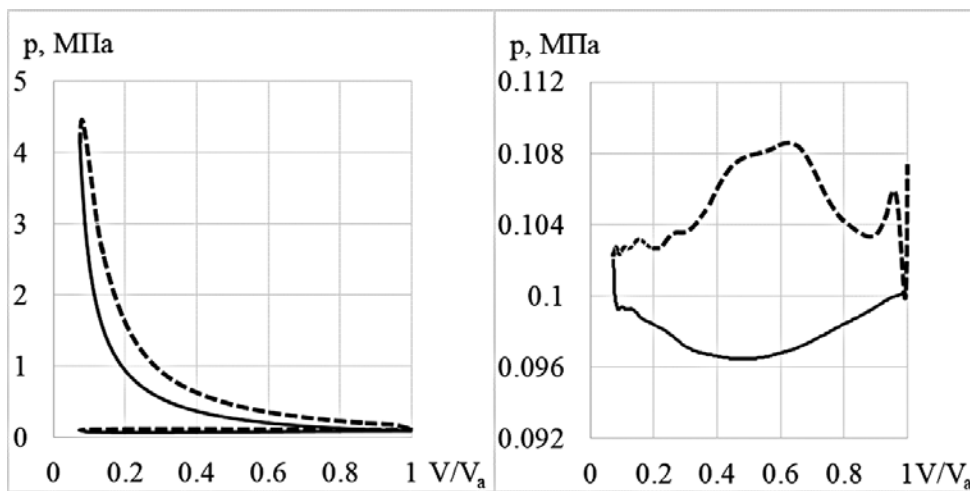


Рис. 8. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и штатной работе клапанов ($z = 1$)

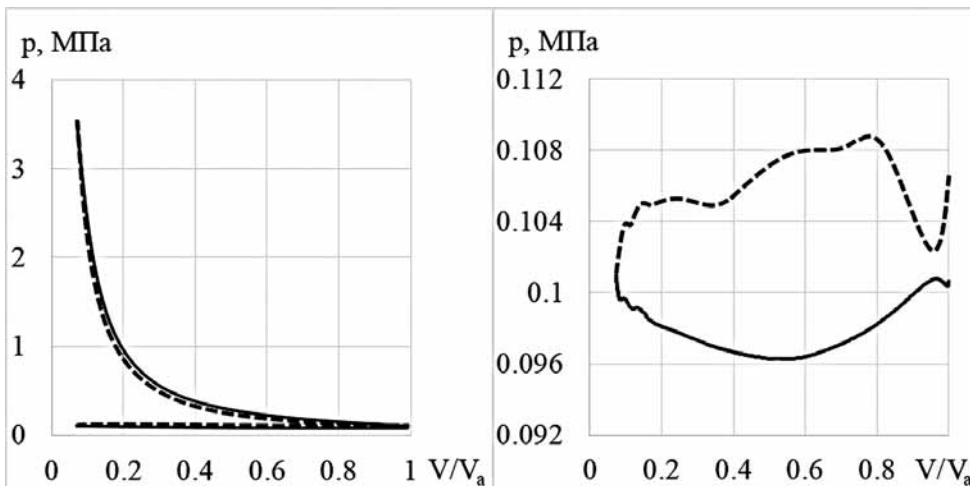


Рис. 9. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и штатной работе клапанов ($z = 1$)

диаграммы, соответствующая тактам впуска и выпуска.

Полученные в результате моделирования индикаторные диаграммы дают возможность оце-

происходит некоторое увеличение потерь на осуществление насосных ходов.

В результате закрытия в отключенных цилиндрах впускных клапанов (вариант $z = 2$) процесс

нить, прежде всего, влияние варианта работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах на потери от насосных ходов. Отрицательная работа, затрачиваемая двигателем на осуществление насосных ходов, равна площади части индикаторной диаграммы, ограниченной процессами впуска и выпуска и изображенной справа на рис. 7–15.

Гистограмма зависимости мощности насосных ходов от варианта функционирования системы газораспределения в отключенных цилиндрах ($z = 1-4$) по сравнению с работой двигателя со всеми работающими цилиндрами ($z = 0$) для рассмотренного режима двигателя дана на рис. 16. Черным цветом показана мощность насосных ходов в работающем цилиндре, серым цветом — в отключенном.

Анализ представленных диаграмм показывают, что при штатной работе клапанов в отключенных цилиндрах (вариант $z = 1$) мощность насосных ходов в работающих цилиндрах становится меньше, чем при работе без отключения цилиндров (вариант $z = 0$), а в отключенных цилиндрах — больше. При данном варианте отключения цилиндров

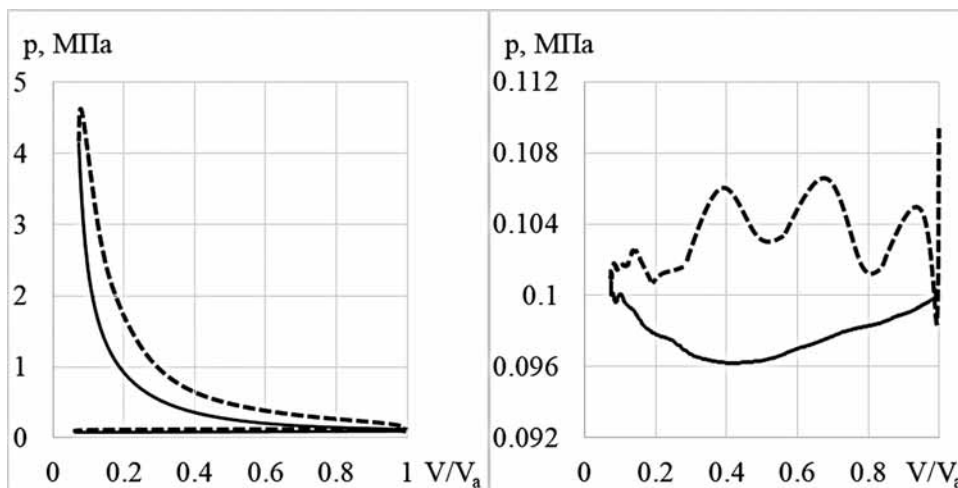


Рис. 10. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых впускных клапанах ($z = 2$)

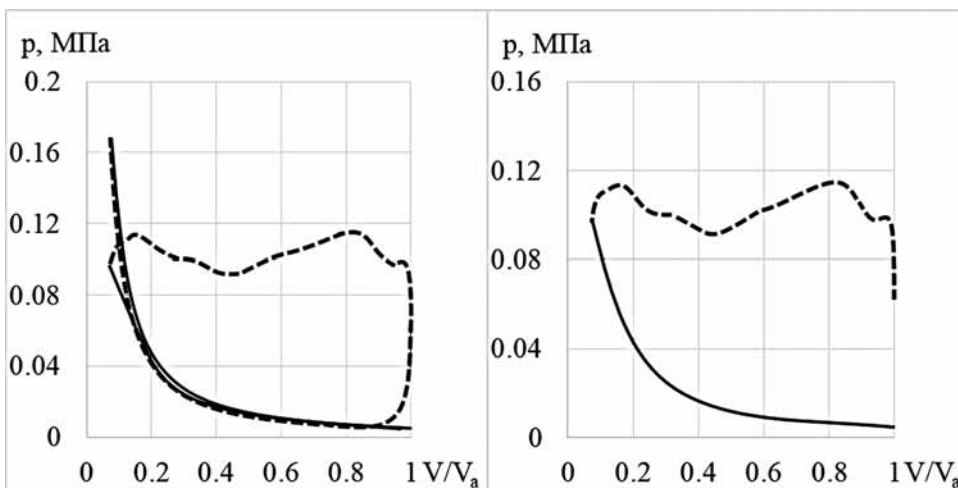


Рис. 11. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых впускных клапанах ($z = 2$)

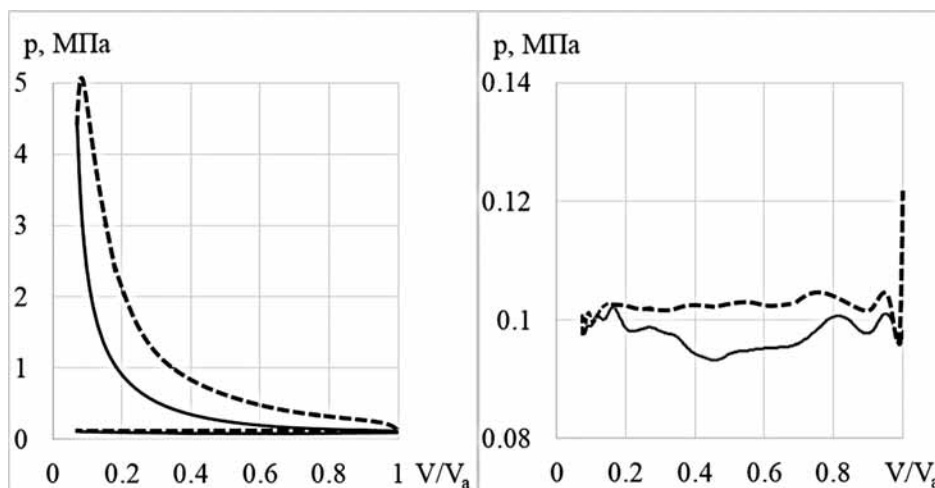


Рис. 12. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых впускных клапанах ($z = 3$)

впуска отсутствует, и, как это видно из рис. 10, при движении поршня к НМТ в отключенных цилиндрах образуется значительное разрежение (до 0,004 МПа), что увеличивает площадь диаг-

раммы насосных ходов и затраты мощности на них возрастают. Из-за значительного разрежения на такте впуска такты сжатия и расширения проходят при давлениях, которые гораздо ниже

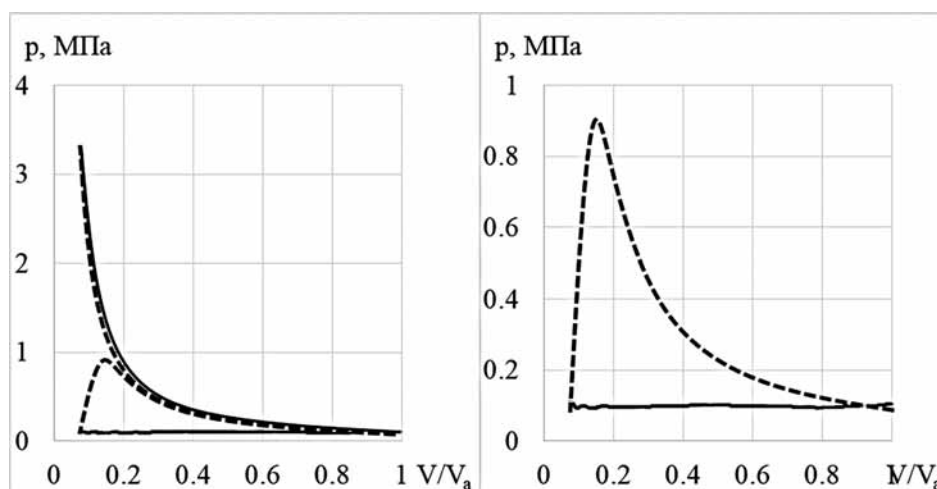


Рис. 13. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых выпускных клапанах ($z = 3$)

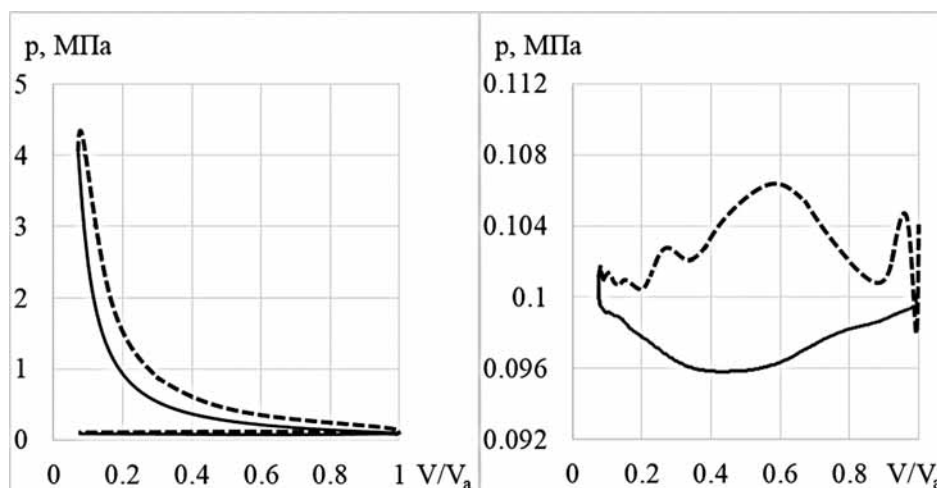


Рис. 14. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых клапанах ($z = 4$)

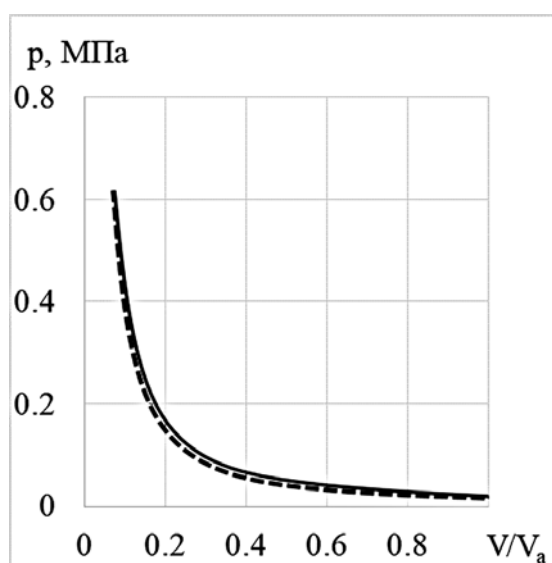


Рис. 15. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых клапанах ($z = 4$)

соответствующих давлений при штатной работе клапанов.

При закрытии в отключенных цилиндрах выпускных клапанов (вариант $z = 3$) движение поршня к ВМТ на такте выпуска, наоборот, приводит к увеличению давления в отключенных цилиндрах до 0,9 МПа (в момент открытия впускных клапанов). Площадь индикаторной диаграммы, характеризующая процессы наполнения и очистки цилиндров, значительно увеличивается, а затраты мощности на насосные ходы, как это видно из рис. 12, увеличиваются по сравнению с работой двигателя без отключения цилиндров.

При закрытии впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах наполнение и очистка этих цилиндров не происходит, в них устанавливается индикаторная диаграмма, соответствующая рис. 15 (получена перестроением диаграммы на рис. 3), в соответствии с которой процессы

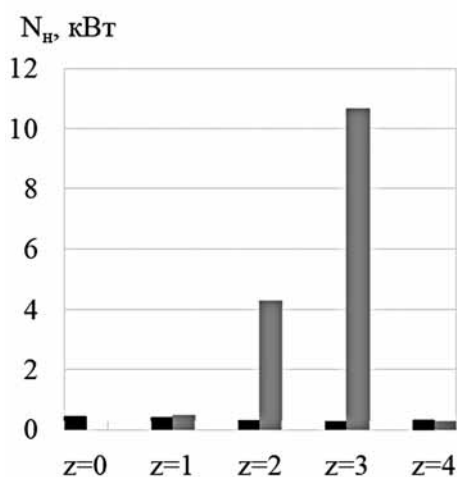


Рис. 16. Мощность насосных ходов

изменения давления на тактах впуска–выпуска и сжатия–расширения совпадают. При этом потери, которые характеризуют насосные ходы, наименьшие из всех рассмотренных вариантов работы, о чем свидетельствует гистограмма на рис. 16.

Выводы

Отличия в протекании рабочих процессов в работающих и отключенных цилиндрах удобно проанализировать по соответствующим индикаторным диаграммам.

Существенное влияние на вид индикаторных диаграмм в отключенных цилиндрах оказывает работа системы газораспределения. При закрытии всех клапанов в отключенных цилиндрах устанавливается индикаторная диаграмма, в которой процессы изменения давления на тактах впуска–выпуска и сжатия–расширения совпадают. Время установления диаграммы определяется суммарной площадью зазоров в поршневых кольцах, связывающих внутренний объем цилиндра с картерной полостью.

В зависимости от работы впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах в значительной степени изменяется работа насосных ходов. При штатной работе клапанов, а также при закрытии либо впускных, либо выпускных клапанов работа на тактах насосных ходов возрастает по сравнению с работой двигателя без отключения цилиндров. Наибольшие потери на насосные ходы получены при закрытии выпускных клапанов. Наименьшая работа на тактах, соответствующих впуску и выпуску, получена при закрытии в отключенных цилиндрах всех клапанов.

Потери на насосные ходы являются одним из основных факторов, влияющих на топливную

экономичность двигателя. Для рассматриваемого дизельного двигателя снижение удельного эффективного расхода топлива при отключении цилиндров на частичных режимах отмечено только при закрытии впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах.

Литература

1. *Ding C. et al.* Fuel efficient exhaust thermal management for compression ignition engines during idle via cylinder deactivation and flexible valve actuation. *International Journal of Engine Research*, 2016, vol. 17. — P. 619–630. doi: 10.1177/1468087415597413.
2. *Zammit J.P. et al.* The influence of cylinder deactivation on the emissions and fuel economy of a four-cylinder direct-injection diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2014, vol. 228. — P. 206–217. doi: 10.1177/0954407013506182.
3. *Ramesh A.K. et al.* Utilizing low airflow strategies, including cylinder deactivation, to improve fuel efficiency and aftertreatment thermal management. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18. — P. 1005–1016. doi: 10.1177/1468087417695897.
4. *Патрахальцев Н.Н. и др.* Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов // АвтоГазоЗаправочный Комплекс и Альтернативное топливо. — 2014. — № 12 (93). — С. 41–47.
5. *Патрахальцев Н.Н., Анохина Т.С., Камышиников Р.О.* Снижение расхода топлива и токсичности выбросов дизеля на режимах малых нагрузок при его регулировании изменением рабочего объема // Двигателестроение. — 2015. — № 1 (259). — С. 26–29.
6. *Патрахальцев Н.Н., Петруня И.А., Камышиников Р.О., Савастенко Э.А.* Оценка возможности повышения экономичности автомобиля регулированием рабочего объема двигателя // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 6. — С. 10–12.
7. *Said M.F.M. et al.* Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) strategies on part load conditions. *SAE International*, 2014, doi:10.4271/2014-01-2549.
8. *Kuruppu C., Pesiridis A., Rajoo S.* Investigation of cylinder deactivation and variable valve actuation on gasoline engine performance. *SAE International*?2014, doi: 10.4271/2014-01-1170.
9. *Izwan Hamid, Mohd Farid Muhamad Said, Mohd Fadzil Mohamad Nor, Zulkarnain Abdul Latiff.* Investigation of cylinder deactivation strategies for better fuel consumption using 1-D simulation method. *The 8th International Meeting on Advances in Thermofluids*, 2015.
10. *GT SUITE*, Version 7.3, Gamma Technologies, Inc, Westmont, Illinois, 1996–2012.