

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578

DYNAMICS OF CHANGE IN THE POLYTROPIC EXPONENT IN THE EXPANSION STROKE OF DIESEL

V. P. Litvinenko, N. A. Savinkov

Azov Maritime Institute — Mariupol branch of Sevastopol State University,
Mariupol, Donetsk People's Republic

In the article is considered the problem of achieving the optimal duration of the working stroke of a diesel engine piston during the expansion process and obtaining the maximum efficiency coefficient (EC). For this purpose, a hypothesis was put forward about the pumping action of the piston on the flow of expanding gases during the power stroke of an diesel internal combustion engine (ICE) as the piston moves from upper dead point (UDP) to bottom dead point (BDP). At a certain moment of expansion, the rate of the flow of expanding gases turns out to be equal to the rate with which the same flow is slowed down by the moving piston. The equality of these rates leads to the formation of a flow break line and has a significant impact on the nature of the change in the polytropic exponent; the value of the exponent becomes equal to one: $n = 1$. This indicates that the optimum duration of the engine's working stroke has been achieved and corresponds to the maximum power that can be removed during the diesel engine's operating cycle. An experimental relation was obtained between the initial p_1 and final p_2 pressures in the cylinder during gas expansion with the gas flow rate and the rate of deceleration of this flow due to the pumping action of the piston. An equation for the continuity of gas flow has been compiled for the process of gas expansion in the cylinder of an ICE with closed gas exchange organs. Based on this equation, the numerical value of the acceleration of gravity in the cylinder of ICE is obtained: $g_{\phi} \approx 8,7 \text{ м/с}^2 < g$, which confirms the pumping action of the piston. A theoretical (and graphical) dependence of the polytropic process exponent on the flow rate of expanding gases is obtained. The dependence allows to calculate the polytropic exponent and establish the gas relaxation period, indicating the achievement of the optimal duration of the piston stroke.

Keywords: diesel, work cycle, polytropic exponent, gas flow rate, power stroke (expansion), pumping action of the piston, inhibition of gas flow, relaxation.

For citation:

Litvinenko, Vladimir P., and Nikolay A. Savinkov. "Dynamics of change in the polytropic exponent in the expansion stroke of diesel." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova* 16.4 (2024): 567–578. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578.

УДК 621.436

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЯ ПОЛИТРОПЫ В ТАКТЕ РАСШИРЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

В. П. Литвиненко, Н. А. Савинков

Азовский морской институт-Мариупольский филиал
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет, Мариуполь, ДНР

Исследована задача достижения оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня дизельного двигателя в процессе расширения и получения максимального коэффициента полезного действия. Для этого выдвинута гипотеза о насосном действии поршня на поток расширяющихся газов в такте рабочего хода дизельного двигателя внутреннего сгорания в процессе движения поршня от верхней к нижней мертвой точке. Отмечается, что в некоторый момент скорость потока расширяющихся газов оказывается равной скорости, с которой этот же поток затормаживается движущимся поршнем. Равенство этих скоростей приводит к образованию линии разрыва потока, оказывая существенное влияние на характер изменения показателя политропы — значение показателя становится равным единице: $n = 1$, что указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть снята в цикле работы дизеля. Опытным путем получена связь начального p_1 и конечного p_2 давлений в цилиндре в процессе расширения газа со скоростью потока газов и скоростью затормаживания этого потока вследствие

насосного действия поршня. Составлено уравнение неразрывности газового потока для процесса расширения газов в цилиндре ДВС при закрытых органах газообмена. На основании этого уравнения получено численное значение ускорения свободного падения в цилиндре ДВС: $g_{\phi} \approx 8,7 \text{ м/с}^2 < g$, что подтверждает насосное действие поршня. Получены теоретическая и графическая зависимости показателя политропического процесса от скорости потока расширяющихся газов, позволяющие выполнять расчет показателя политропы и устанавливать период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

Ключевые слова: дизель, цикл работы, показатель политропы, скорость потока газов, такт рабочего хода (расширения), насосное действие поршня, затормаживание потока газов, релаксация.

Для цитирования:

Литвиненко В. П. Динамика изменения показателя политропы в такте расширения дизеля / В. П. Литвиненко, Н. А. Савинков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 567–578. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-567-578.

Введение (Introduction)

Основной целью многих исследований является определение причин, влияющих на эффективность работы дизельного двигателя, на изменение тепловых потерь при различных режимах его работы и в конечном счете — поиск путей повышения КПД двигателя. При этом рассматриваются различные скоростные и нагрузочные режимы, изменение состава топливно-воздушной смеси, корректировка угла опережения впрыска, среднее индикаторное давление и другие параметры [1]. Одним из таких параметров является *показатель политропы*, который отображает протекание термодинамических процессов и характеризует направление и интенсивность теплового потока в рассматриваемых процессах [2].

При исследовании тепловых процессов в работе дизельных двигателей и рассмотрении индикаторных диаграмм (ИД) завершение рабочего цикла определяется по величине остаточного давления газов, достаточного для их самопроизвольного выпуска после завершения такта расширения. При таком подходе для расчета этого такта в качестве базового процесса принимается *политропический процесс с некоторым средним значением показателя политропы*. При этом давление газов принимается по возможности минимальным.

Показатель политропы используется в качестве диагностического параметра при оценке работы ДВС. Изменения показателя позволяют определять характер протекающих процессов внутри цилиндра двигателя, что является актуальной задачей для поиска возможностей повышения КПД двигателя [2]–[5]. В [3] показана связь между значением среднего показателя политропы в цикле и величиной утечек рабочего тела и предложено использование параметра для оценки потерь гидравлической плотности цилиндра. В работе [6] характеристику, отображающую зависимость показателя политропы от угла поворота коленчатого вала, предлагается использовать для контроля процесса сгорания в цилиндрах и диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизеля.

В теоретическом контексте на ИД отмечаются некоторые равновесные состояния в изохорном и изобарном процессах, исходя из предположения, что они протекают при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно. В то же время в такте расширения политропический процесс и в отдельных случаях адиабатный процесс обозначаются только своим началом, а не завершением. Такое положение, существующее в теории и на практике, может быть объяснено тем, что расчеты процесса ведутся при условии принятия некоторого среднего значения показателя политропы [7], [8] вследствие сложного учета динамики его изменения в цикле либо политропический процесс определяется как процесс, протекающий при постоянном показателе: $n = \text{const}$, что характеризует реальные процессы в цилиндре ДВС лишь приближенно.

Попытка преодоления указанных трудностей прослеживается во многих исследованиях [2], [4], [9]. В частности, методы их решения рассматриваются в оптимизационной термодинамике, т. е. термодинамике при конечном времени [10], где вводят допущения о возможности

определения оптимальной длительности процесса расширения и управления этим процессом за счет воздействия на температуру рабочего тела, что представляется достаточно сложным действием и оказывается в малой степени согласующимся с реальными техническими возможностями [11]. В основном в аналогичных работах ставится задача оптимального управления термодинамическими или тепломеханическими процессами в целях достижения максимального КПД [10], [11]. Рассматривается проблема отыскания минимальной диссипации энергии, что эквивалентно понятию *обратимости термодинамического процесса* и получению максимальной мощности. Однако критерии оптимального управления такими процессами до настоящего времени однозначно так и не определены, и задача отыскания максимального КПД представляется неразрешимой. Это следует из того, что максимума в таких задачах нет, а их решение может быть достигнуто лишь в пределе гипотетического цикла, продолжительность которого стремится к бесконечности [8].

Целью настоящей работы является установление теоретической зависимости, позволяющей определять изменения показателя политропы с учетом особенностей влияния насосного действия поршня на поток расширяющихся газов в такте рабочего хода ДВС и определять период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Несмотря на то, что политропические процессы и показатель политропы тесно связаны с исследованиями термодинамических процессов в цилиндрах ДВС, трактовка понятия процесса определяется авторами неоднозначно [1]–[6]. Классическим является определение показателя политропы [12] с использованием зависимости логарифма давления от логарифма объема ($\log p$ от $\log V$), когда политропа с постоянным показателем n представляет собой прямую линию. В этом случае показатель политропы равен тангенсу угла наклона этой прямой, что устанавливается из соотношения $\log p + n \cdot \log V = \log C = \operatorname{tg} \alpha$. При этом автор работы [12] отмечает сложность определения промежуточных точек при построении кривой политропы с переменным показателем, рассматривая целесообразность использования некоторых средних значений. В этом случае средний показатель политропы определяется как тангенс угла наклона секущей в логарифмических координатах из соотношения

$$n = -\frac{\log p_2 - \log p_1}{\log V_2 - \log V_1} = -\frac{\int_1^2 d(\log p)}{\int_1^2 d(\log V)}. \quad (1)$$

Из фундаментальных положений термодинамики следует исторически сложившаяся математическая модель политропического процесса, которая отображается зависимостью $pV^n = \text{const}$ при произвольном, но постоянном для рассматриваемого процесса значении показателя политропы n [4], [13], [14]. Как правило, отмечается, что значения показателя политропы могут находиться в пределах от $+\infty$, до $-\infty$, а само понятие политропного процесса основано на допущении о том, что в процессе расширения и сжатия газов в цилиндре ДВС показатель политропы является постоянной величиной, что исключает возможность строгого математического описания процессов в цилиндре ДВС. Несмотря на это модель по-прежнему сохраняет широкое распространение как при выполнении инженерных расчетов, так и при проектировании новых поршневых двигателей [15]. В частности, в работе [16] на примере индикаторной диаграммы двигателя рассчитаны значения показателя политропы для промежуточных значений объема цилиндра для тактов сжатия и расширения газов в цилиндре ДВС.

Показано, что вблизи положений поршня в ВМТ и НМТ значения показателя политропы равны $\pm \infty$, а в средней же части хода поршня они составляют примерно 1,37. В [17] получены значения показателя n в нижней термосфере для политропических процессов $pV^n = \text{const}$, когда

постоянна только теплоемкость. В работе [2] экспериментально получены средние значения показателя политропы расширения: 1,713; 1,548; 1,635 в трех последовательных циклах при работе двигателя в режиме холостого хода. Полученные в работах значения показателя политропы являются усредненными и ограничивают возможность анализа динамики причин изменения показателя политропы в процессе расширения.

Авторы работы [8] обращают внимание на динамику изменения энергии расширяющихся в ДВС газов, считая, что это связано с изменением скорости движения молекул газа при взаимодействии с движущимся поршнем. В свою очередь, это приводит к изменению произведения pV^n , которое не будет постоянным: $pV^n \neq \text{const}$. Такой вывод сделан на основе предположения о том, что скорость движения поршня может быть близка или больше скорости движения молекул расширяющихся газов. Следовательно, кинетическая энергия газа может не зависеть от скорости движения поршня.

Рассматривая условия возникновения ударных волн в случае выдвигания поршня из цилиндра, в работе [18] отмечается, что при этом возникают волны разрежения, которые являются причиной разрыва потока расширяющихся газов. Однако существующие методы оценки таких процессов не обеспечивают их корректное описание.

Принимая во внимание сложность определения показателя политропы, который максимально объективно отражает термодинамику процессов в цилиндре ДВС, авторами работы [9] было использовано соотношение

$$n = \frac{\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)}, \quad (2)$$

где p_1, p_2 — давление в начальной и конечной точках процесса соответственно;

V_1 и V_2 — объем в начальной и конечной точках соответственно.

Полученное выражение отображает некоторое интервальное значение показателя политропы, не учитывая характер его изменения в процессе расширения / сжатия рабочих газов в цилиндре ДВС.

В трудах по физике отмечается, что изменение показателя политропы происходит исключительно за счет изменения теплоемкости при постоянных давлении и объеме, допуская при этом, что теплоемкость рабочего тела остается неизменной [19]. Для реальных газов такие соотношения, как известно, «не работают».

При проектировании дизелей используется зависимость для определения показателя политропы, которая включает в свою структуру более восьми параметров, что ограничивает возможности ее решения и получения относительно точных результатов. Решение данной зависимости рекомендуется методом последовательных приближений [20], поэтому она не находит широкого применения на практике. При этом все типы процессов в классической термодинамике рассматриваются как квазистатические и поэтому обладают обратимостью [21], т. е. являются *равновесными*, что служит идеализацией реальных процессов в природе и технике. В ДВС протекают неравновесные процессы, поэтому важным оказывается определение периода релаксации Δt , т. е. времени равновесного состояния. Такие равновесные состояния обозначаются на теоретических ИД в начале и конце изохорного и изобарного процессов, но они не обозначены в процессе расширения газов, поскольку показатель политропы (адиабаты) принимается как некоторая средняя величина, что отмечалось ранее. Данное обстоятельство исключает возможность учета динамики происходящих процессов.

Оригинальным можно назвать подход оценки особенностей изменения показателя политропы в ДВС в режиме холостого хода в работе [2], где авторы определяют его для режимов сжатия и расширения согласно зависимости

$$n = \log_{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}\left(\frac{p_1}{p_2}\right), \quad (3)$$

где p_1 , V_1 и p_2 , V_2 — соответственно давление и объем в начале и конце рассматриваемого участка индикаторной диаграммы.

Используя приведенную зависимость, авторами исследования [2] был сделан вывод о существовании некоторой точки на ИД, в которой показатель политропы равен единице, а сам процесс в этой точке характеризуется как *изотермический*. Объясняется это обстоятельство равенством количества теплоты, которое отдается в стенки цилиндра двигателя, и количества теплоты, получаемой при сгорании топлива. Однако при этом не принимается во внимание, что в процессе расширения температура газов превышает 2000 °С и не может быть компенсирована системой охлаждения.

Отсутствие теоретического обоснования завершенности политропического процесса дает основание полагать, что рассматриваемые процессы в комбинированных и атмосферных явлений, происходящих в дизелях, при строгих подходах не должны рассматриваться в едином термодинамическом цикле, поскольку здесь не обозначена точка равновесного состояния потока расширяющихся газов каким-либо из термодинамических параметров. Поэтому следует считать, что процесс горения топлива и расширения газов в цилиндрах ДВС является сложным и многостадийным. Разделение физико-химических преобразований горючей смеси в цилиндре дизеля на отдельные стадии (фазы) позволит более правильно описать общую картину термодинамических процессов в цилиндре ДВС и разработать практические мероприятия по их совершенствованию и увеличению КПД [22].

Задачи достижения обратимости в цикле работы тепловых двигателей и получения максимального КПД, будучи взаимосвязанными, должны рассматриваться в некоторой степени обособленно с учетом их протекания в едином процессе. Это вызвано тем, что природа преобразования движущей силы, создаваемой при расширении газов, и природа ее дальнейшего использования для получения механической работы различны. Примером является работа кривошипно-шатунного механизма (КШМ), которая характерна тем, что линейная скорость поршня имеет различные значения в ходе его перемещения в цилиндре и, как следствие, условия воздействия расширяющихся газов на поршень оказываются неоднозначными. В то же время неоднозначным представляется и воздействие движущегося поршня на газы и на величину давления в цилиндре ДВС. Поэтому термодинамический процесс расширения и процесс преобразования движущей силы в работу целесообразно рассматривать как единую систему, состоящую из указанных ранее подсистем. Эти подсистемы должны оцениваться обособленно и в то же время иметь некоторую общую оценочную величину, в качестве которой может выступать *показатель политропы*.

В определенном смысле показатель политропы является обобщающим и интегрирующим [4], [13] особенности взаимного влияния тепловой энергии, образуемой вследствие сгорания топливовоздушной смеси и механической энергии перемещения поршня, при этом характер перемещения поршня зависит от кинематических схем конструкции подвижной части КШМ. Обусловленность взаимного влияния этих видов энергии вызвана по меньшей мере двумя обстоятельствами: во-первых, тем, что взаимодействие происходит в одном и том же интервале времени; во-вторых, тем, что перемещение поршня приводит к его воздействию на поток тепловой энергии и снижению ее эффективности. На основе этого авторами данного исследования была выдвинута гипотеза, что значение показателя политропы определяется соотношением между скоростью потока газов, образуемых при сгорании топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, и скоростью, с которой этот поток затормаживается вследствие насосного действия поршня в процессе его движения от ВМТ к НМТ в такте рабочего хода. При этом возможны три варианта такого соотношения.

Первый вариант — равенство скоростей потоков в предварительном процессе расширения: $a_1 = a_2$ (a_1 — скорость движения потока газов, образовавшихся при сгорании топливовоздушной смеси; a_2 — скорость затормаживания потока как результат насосного действия поршня). Такое условие соответствует изобарному и изотермическому ($pV = \text{const}$) процессам или, иными словами, политропическому процессу, при котором показатель политропы $n = 1$, т. е. в некоторой точке расширения одномоментно проявляются изобарность и изотермичность.

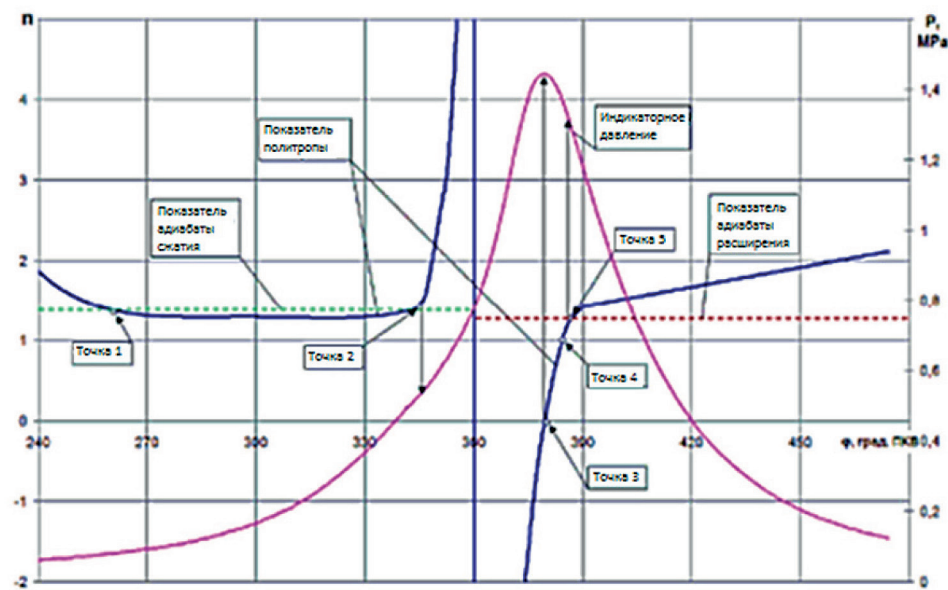


Рис. 1. Схема изменения показателя политропы действительного цикла ДВС с искровым зажиганием [2]

Аналогичное явление, наблюдаемое на рис. 1 [2] в точке 4, в которой $n = 1$, объяснялось равенством количеств теплоты, отдаваемых в стенки цилиндра, и теплоты, получаемой при сгорании топлива. По мнению авторов настоящего исследования, эта изотермичность проявляется не за счет эффективного отведения тепла системой охлаждения (что невозможно при температуре 2000 °С), а за счет равенства скоростей a_1 и a_2 .

Второй вариант — скорость $a_1 > a_2$, что соответствует политропическому процессу при показателе $n > 1$.

Третий вариант — в конце процесса расширения скорости вновь становятся равными, что соответствует периоду релаксации по условию равенства скоростей потока газа и значению показателя политропы $n = 1$.

Результаты (Results)

С целью проверки выдвигаемой гипотезы была изготовлена и использовалась экспериментальная установка, сконструированная в форме системы *поршень — цилиндр* и приводимая в действие сжатым воздухом и пружиной сжатия, воздействующими на перемещение поршня в цилиндре (рис. 2).



Рис.2. Общий вид экспериментальной установки [23]

На головке поршня был вмонтирован датчик давления, позволяющий снимать изменяющиеся значения давления в цилиндре в процессе перемещения поршня. Более подробно описание

конструкции установки и выполненных экспериментов дано в работе [23]. Опытным путем было установлено, что полученное там же уравнение:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}, \quad (4)$$

не выполняется в части отношения давлений и объемов: $\frac{p_1}{p_2} \neq \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n$, и удовлетворяет условию

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}. \text{ При этом отклонения в результатах составили более 30 \%.$$

Кроме того, фактором, свидетельствующим о реальности наблюдаемого эффекта, является рассмотрение условия неразрывности потока газов в цилиндро-поршневой группе двухтактного судового длинноходового дизеля исходя из предположения о том, что процесс расширения газов происходит при закрытых органах газообмена. При этом движущийся поршень затормаживает скорость движения молекул газа.

Уравнение неразрывности газового потока для рассматриваемого случая можно представить в виде соотношения

$$\rho_1 a_1 - k \rho_1 a_1 - \rho_2 a_2 = 0, \quad (5)$$

из которого следует

$$\rho_2 a_2 = (1 - k) \rho_1 a_1, \quad (6)$$

где ρ_1 — плотность потока газов в начальной стадии расширения в изобарном процессе;

a_1 — скорость потока газов в начальной стадии расширения в изобарном процессе;

ρ_2 — плотность потока газов в момент равенства скоростей a_1 и a_2 ;

a_2 — скорость, с которой происходит затормаживание потока газов;

k — коэффициент учета насосного действия поршня.

Коэффициент учета насосного действия поршня определяется соотношением

$$k = \frac{g_\Phi}{g}, \quad (7)$$

где g_Φ — фактическое значение ускорения свободного падения в объеме цилиндра дизеля, обусловленное насосным действием поршня;

g — справочное значение ускорения свободного падения.

Продифференцируем левую и правую части выражения (6), исходя из того, что в процессе расширения изменяются плотности и скорости потока газов, и преобразуем полученное выражение к виду

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} \left(\frac{d\rho_2}{\rho_2} + \frac{da_2}{a_2} \right) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} \left(\frac{d\rho_1}{\rho_1} + \frac{da_1}{a_1} \right). \quad (8)$$

Здесь принимаем во внимание, что процесс расширения газов связан с изменением объема в цилиндре за счет перемещения поршня. Проинтегрируем выражение (8) по объему

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} \left(\int \frac{d\rho_2}{\rho_2} + \int \frac{da_2}{a_2} \right) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} \left(\int \frac{d\rho_1}{\rho_1} + \int \frac{da_1}{a_1} \right), \quad (9)$$

откуда получим

$$\frac{1}{a_1 \rho_1} (\ln \rho_2 + \ln a_2) = (1 - k) \frac{1}{a_2 \rho_2} (\ln \rho_1 + \ln a_1). \quad (10)$$

Из формулы (10) получим выражение для коэффициента учета насосного действия поршня k :

$$k = 1 - \frac{(\ln \rho_2 + \ln a_2) a_2 \rho_2}{(\ln \rho_1 + \ln a_1) a_1 \rho_1}. \quad (11)$$

С учетом выражения (11), из соотношения (7) получим выражение для фактического значения ускорения свободного падения в объеме цилиндра дизеля:

$$g_\Phi = g \left(1 - \frac{(\ln \rho_2 + \ln a_2) a_2 \rho_2}{(\ln \rho_1 + \ln a_1) a_1 \rho_1} \right). \quad (12)$$

Таким образом, выполнена численная оценка величины g_Φ по формуле (12) для длинноходового малооборотного судового дизеля «Бурмейстер» и «Зульцер» [20] и рассмотрены следующие его параметры для расчета: скорость потока газов в момент завершения изобарного процесса в такте расширения $a_1 = 600$ м/с; скорость $a_2 = 300$ м/с; плотность потока $\rho_1 = (40 - 60)$ кг/м³; плотность потока $\rho_2 = 10$ кг/м³. Определение этих параметров выполнялось по известным зависимостям, которые приведены в [20] (экспериментальная оценка распределения скоростей потока газов на действующем длинноходовом дизеле не производилась). Было получено значение $g_\Phi \approx 8,7$ м/с² < g , что подтверждает предложенную авторами настоящего исследования гипотезу о затормаживании потока газов вследствие насосного действия поршня в процессе его движения от ВМТ к НМТ.

Обсуждение (Discussion)

За счет проявления насосного действия поршня в процессе расширения газов в цилиндре длинноходовых дизелей и выполнения условия $g_\Phi < g$ наблюдается понижение кинетической энергии потока газов, воздействующих на поршень.

Для получения зависимости показателя политропы от скорости потока газов в цилиндре в термомеханических системах, при условии, что все поршневые ДВС конструктивно относятся именно к таким системам), использовалось выражение [23], [24]:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{a_1}{a_2} \right)^{\frac{2n}{n-1}}. \quad (13)$$

Преобразуем формулу (13) следующим образом:

$$p_1 a_2^{\frac{2n}{n-1}} = p_2 a_1^{\frac{2n}{n-1}}.$$

Прологарифмировав последнее выражение, получим

$$\frac{2n}{n-1} = \frac{\ln p_1 - \ln p_2}{\ln a_1 - \ln a_2}. \quad (14)$$

Преобразуем формулу (14) к виду

$$2n(\ln a_1 - \ln a_2) = n[(\ln p_1 - \ln p_2) - 2(\ln a_1 - \ln a_2)],$$

откуда находим выражение для показателя политропы в виде

$$n = \frac{\ln p_1 - \ln p_2}{(\ln p_1 - \ln p_2) - 2(\ln a_1 - \ln a_2)}. \quad (15)$$

Полученная формула (15) по своей структуре аналогична соотношению (1), которое используется для определения среднего значения показателя политропы. Его особенность и новизна состоит в том, что в данном случае достигается учет динамики изменения показателя политропы в зависимости от соотношения между скоростями потока газов a_1 и a_2 .

Для получения численной зависимости показателя политропы n от скорости потока газов a_1 в цилиндре двигателя, в соответствии с выражением (15), рассматривались термомеханические процессы в длинноходовых малооборотных судовых дизелях «Бурмейстер» и «Зульцер» [20]. Для таких двигателей были определены следующие числовые оценки параметров по приведенным в [20] зависимостям. Максимальное давление p_1 в камере сгорания приблизительно равно 18 МПа. Давление $p_2 = 0,02$ МПа исходя из условия, что такое давление наддувочного воздуха поддерживается в подпоршневом пространстве в такте расширения. При плотности газов в камере сгорания $40\text{--}60 \text{ кг/м}^3$ скорость потока газов в момент завершения изобарного процесса в такте расширения принималась в интервале $a_1 = 500\text{--}600 \text{ м/с}$. Исходя из результатов эксперимента и принимая во внимание, что степени предварительного расширения в рассматриваемых двигателях близки по своему значению, значение скорости a_2 принято равным в интервале $250\text{--}320 \text{ м/с}$.

Используя приведенные числовые параметры и выражение (15), была получена зависимость показателя политропы от скорости потока газа в цилиндре двигателя в такте расширения (рис. 3).

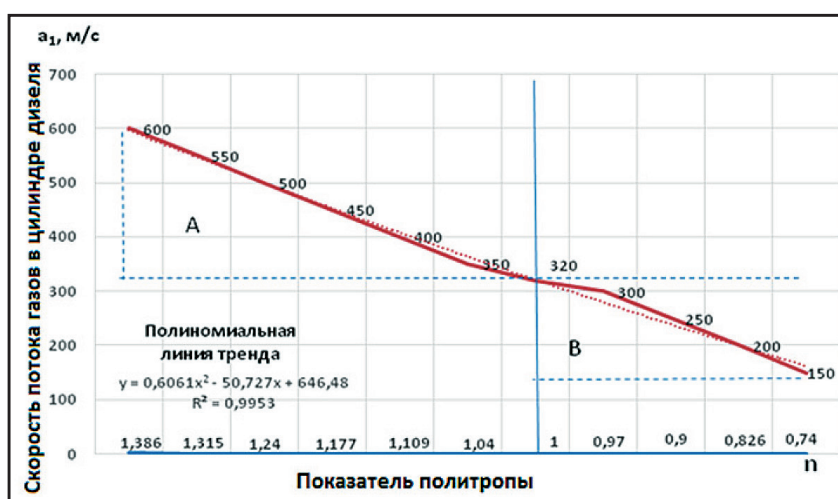


Рис. 3. Изменение показателя политропы в зависимости от скорости потока газов в цилиндре дизеля в такте расширения

Приведенная зависимость показывает линию разрыва потока газов при значении показателя политропы $n = 1$, что указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть получена в цикле работы ДВС. Полученная линия разрыва свидетельствует о правильности выдвинутой гипотезы о взаимном влиянии тепловой энергии, образуемой вследствие сгорания топливовоздушной смеси, и механической энергии перемещения поршня. Вследствие этого влияния значение показателя политропы зависит от соотношения между скоростью потока газов, образуемых при сгорании топлива в цилиндре двигателя, и скоростью, с которой этот поток затормаживается вследствие насосного действия поршня.

На основании полученных результатов отмечается значительный уровень доверительной вероятности, близкий к единице. Определение эффективности наблюдаемого процесса можно выполнить посредством численного отношения выделенных на рис. 3 площадей A и B , которое пропорционально КПД двигателя: $\eta \sim \frac{S_B}{S_A}$.

Выводы (Summary)

Выполненное исследование позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Полученные результаты дают основание полагать, что насосное действие поршня в такте расширения оказывает существенное влияние на характер изменения показателя политропы,

что необходимо принимать во внимание при выполнении соответствующих расчетов цикла работы дизелей наряду с изменением объема цилиндра, давления, вязкости газов и других параметров.

2. При расширении газов в цилиндре ДВС в некотором интервале давления скорость потока расширяющихся газов оказывается равной скорости, с которой этот же поток газов затормаживается движущимся от ВМТ к НМТ поршнем.

3. Равенство скоростей приводит к образованию линии разрыва потока, о чем свидетельствует показатель политропы $n = 1$. Данное обстоятельство указывает на достижение оптимальной длительности такта рабочего хода двигателя и соответствует максимальной мощности, которая может быть зафиксирована в цикле работы дизеля.

4. Полученная в работе зависимость (см. рис. 3) позволяет выполнять расчет показателя политропы и устанавливать период релаксации газов, указывающий на достижение оптимальной продолжительности такта рабочего хода поршня.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шевцов Ю. Д. Исследование теплового баланса ДВС для разработки интеллектуальных систем управления в двигателях транспортных средств / Ю. Д. Шевцов, А. Д. Ниров, Л. Н. Дудник, М. М. Журавлев // Электронный сетевой политематический журнал «Научные труды КубГТУ». — 2023. — № 6. — С. 63–77.

2. Смоленский В. В. Особенности изменения показателя политропы в ДВС на режиме холостого хода / В. В. Смоленский, Н. М. Смоленская, Д. А. Павлов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2016. — Т. 18. — № 4–5. — С. 938–943.

3. Ерыганов А. В. Определение степени сжатия дизеля по результатам индцирования рабочего процесса / А. В. Ерыганов, Р. А. Варбанец // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 1. — С. 44–49.

4. Кочергин В. И. Использование характеристик термодинамических процессов для оценки технического состояния дизельных энергетических установок / В. И. Кочергин, С. П. Глушков, Е. С. Зинченко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 1. — С. 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153.

5. Ведрученко В. Р. Индцирование как метод регулирования и диагностирования параметров рабочего процесса дизельного двигателя / В. Р. Ведрученко, В. В. Крайнов, Е. С. Лазарев, П. В. Литвинов // Омский научный вестник. — 2017. — № 2 (152). — С. 40–44.

6. Использование показателя политропы процесса расширения газов в цилиндре судового дизеля в качестве диагностического параметра [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.allbest.ru/> (дата обращения: 03.05.2024).

7. Орлик А. С. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / А. С. Орлик, М. Г. Круглов, С. И. Ефимов [и др.]; под общ. ред. А. С. Орлика, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.

8. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. — Челябинск: Изд-во Южно-Уральского гос. ун-та, 2004. — 344 с.

9. Гушин А. М. Автоматизация расчета показателей политропы в цилиндрах тепловозного ДВС / А. М. Гушин, Е. В. Рябко, А. В. Сацюк, А. А. Бондарь // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. — 2020. — № 58. — С. 78–83.

10. Цирлин А. М. Задачи и результаты оптимизационной термодинамики / А. М. Цирлин. — М.: Директ-Медиа, 2015. — 220 с.

11. Розонер Л. И. Оптимальное управление термодинамическими процессами / Л. И. Розонер, М. Цирлин // Автоматика и телемеханика. — 1983. — № 1. — С. 70–79.

12. Белоконь Н. И. Термодинамика / Н. И. Белоконь. — М.: Государственное энергетическое изд-во, 1954. — 424 с.

13. Кириллин В. А. Техническая термодинамика: учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндин. — М.: Издательский дом МЭИ, 2016. — 496 с.

14. Седов Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. — М.: Наука, 1970. — Т. 1. — 492 с.

15. Babaelahi M. A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines / M. Babaelahi, H. Sayuadi // *Applied Energy*. — 2015. — Vol. 141. — Pp. 143–159. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.033.
16. Гуцин А. М. Исследование политропного процесса в цилиндре ДВС / А. М. Гуцин., Е. В. Рябко, А. А. Бондарь // *Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта*. — 2019. — № 52. — С. 91–98.
17. Толмачева А. В. Политропические процессы в нижней термосфере / А. В. Толмачева, Г. И. Григорьев // *Химическая физика* –2021. — Т. 40. — № 5. — С. 91–98. DOI: 10.31857/S0207401X21050125.
18. Абакумов М. В. Ударные волны разрежения в численных решениях задач газовой динамики / М. В. Абакумов, С. И. Мухин, Ю. П. Попов, Д. В. Рогожин // *Математическое моделирование*. — 2008. — Т. 20. — № 1. — С. 48–61.
19. Белонучкин В. Е. Краткий курс термодинамики / В. Е. Белонучкин. — М.: МФТИ, 2010. — 164 с.
20. Дизели: Справочник / Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. — Л.: Машиностроение, 1977. — 470 с.
21. Квасников И. А. Термодинамика и статистическая физики: в 3 т. / И. А. Квасников. — М.: Едиториал, УРСС, 2002. — Т. 1: Теория равновесных систем. — 240 с.
22. Андрусенко С. Е. Механизмы управления рабочим процессом дизельного двигателя / С. Е. Андрусенко, О. Е. Андрусенко, В. В. Колыванов, Ю. И. Матвеев // *Научные проблемы водного транспорта*. — 2021. — № 68. — С. 98–108. DOI: 10.37890/jwt. v68.206.
23. Литвиненко В. П. Концептуальная оценка результатов исследований по оптимизации использования тепловой энергии в судовых дизелях, работающих по комбинированному циклу / В. П. Литвиненко // *Энергетические установки и технологии*. — 2023. — Т. 9. — № 2. — С. 16–25.
24. Круглов М. Г. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / М. Г. Круглов, А. А. Меднов. — М.: Машиностроение, 1988. — 360 с.

REFERENCES

1. Shevtsov, Yu. D., A. D. Nirov, L. N. Dudnik, and M. M. Zhuravlev. “Investigation of the internal combustion engine thermal balance for the development of intelligent control systems in vehicle engines.” *Scientific Works of the Kuban State Technological University* 6 (2023): 63–77.
2. Smolenskii, V., N. Smolenskaya, and D. Pavlov. “Features changes polytropic exponent in ice on idling.” *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk* 18.4–5 (2016): 938–943.
3. Yeryganov, A. V., and R. A. Varbanets. “Determination of diesel compression ratio by results by the process indexing.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine engineering and technologies* 1 (2017): 44–49.
4. Kochergin, Victor I., Sergei P. Glushkov, and Evgenii S. Zinchenko. “Using the thermodynamic processes features to assess the diesel power plants technical condition.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.1 (2024): 141–153. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-141-153.
5. Vedruchenko, V. R., V. V. Krainov, E. S. Lazarev, and P. V. Litvinov. “The indication as method for adjusting and diagnostics of diesel engine working process parameters.” *Omsk Scientific Bulletin* 2(152) (2017): 40–44.
6. Ispol'zovanie pokazatelya politropy protsessa rasshireniya gazov v tsilindre sudovogo dizelya v kachestve diagnosticheskogo parametra. Web. 1May 2024 <<http://www.allbest.ru/>>.
7. Orlik, A. S., M. G. Kruglov, S. I. Efimov, et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: sistemy porshnevnykh i kombinirovannykh dvigatelei*. Edited by A. S. Orlik, and M. G. Kruglov. M.: Mashinostroenie, 1985.
8. Sharoglazov, B. A., M. F. Farafontov, and V. V. Klement'ev. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov*. Chelyabinsk: Izd-vo Yuzhno-Ural'skogo gos. un-ta, 2004.
9. Gushchin, A. M., E. V. Ryabko, A. V. Satsuk, and A. A. Bondar. “Automation of the calculation of polytropic indicators in the cylinders of a diesel engine.” *Collection of scientific papers of the Donetsk Railway Transport Institute* 58 (2020): 78–83.
10. Tsirlin, A. M. *Zadachi i rezul'taty optimizatsionnoi termodinamiki*. M.: Direkt-Media, 2015.
11. Rozoner, L. I., and A. M. Tsirlin. “Optimal'noe upravlenie termodinamicheskimi protsessami.” *Avtomatika i telemekhanika* 1 (1983): 70–79.
12. Belokon', N. I. *Termodinamika*. M.: Gosudarstvennoe energeticheskoe izd-vo, 1954.
13. Kirillin, V. A., V. V. Sychev, and A. E. Sheindlin. *Tekhnicheskaya termodinamika: uchebnik dlya vuzov*. M.: Izdatel'skii dom MEI, 2016.

14. Sedov, L. I. *Mekhanika sploshnoi sredy*. Vol. 1. M.: Nauka, 1970.
15. Babaelahi, Mojtaba, and Hoseyn Sayyaadi. "A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines." *Applied Energy* 141 (2015): 143–159. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.033.
16. Gushchin, A. M., E. V. Ryabko, and A. A. Bondar. "Research of the polytropic process in the cylinder of combustion engine." *Collection of scientific papers of the Donetsk Railway Transport Institute* 52 (2019): 91–98.
17. Tolmacheva, A.V., and G. I. Grigor'ev. "Politropicheskie protsessy v nizhnei termosfere." *Khimicheskaya fizika* 40.5 (2021): 91–98. DOI: 10.31857/S0207401X21050125.
18. Abakumov, M. V., S. I. Mukhin, Yu. P. Popov, and D. V. Rogozhkin. "Rarefaction shock waves in gas dynamics numerical solutions." *Mathematical Models and Computer Simulations* 20.1 (2008): 48–61.
19. Belonuchkin, V. E. *Kratkii kurs termodinamiki*. M.: MFTI, 2010.
20. Vansheidt, V. A., N. N. Ivanchenko, L. K. Kollerov, eds. *Dizeli: Spravochnik*. L.: Mashinostroenie, 1977.
21. Kvasnikov, I. A. *Termodinamika i statisticheskaya fizika*. Vol.1. Teoriya ravnovesnykh sistem. M.: Editorial, URSS, 2002.
22. Andrusenko, S. E., O. E. Andrusenko, V. V. Kolyvanov, and Yu. I. Matveev. "Work process control mechanisms of diesel engine." *Russian Journal of Water Transport* 68 (2021): 98–108. DOI: 10.37890/jwt.v68.206.
23. Litvinenko, V. P. "Conceptual evaluation of the results of research on optimization of thermal energy conversion in marine diesel engines operating on a combined cycle." *Energeticheskie ustanovki i tekhnologii* 9.2 (2023): 16–25.
24. Kruglov, M. G., and A. A. Mednov. *Gazovaya dinamika kombinirovannykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya: uchebnoe posobie*. M.: Mashinostroenie, 1988.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Литвиненко Владимир Петрович —
кандидат технических наук, доцент
Азовский морской институт — Мариупольский
филиал ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
287500, ДНР, Мариуполь, ул. Черноморская, 19
e-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru
Савинков Николай Александрович —
кандидат физико-математических наук, доцент
Азовский морской институт — Мариупольский
филиал ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»
287500, ДНР, Мариуполь, ул. Черноморская, 19
e-mail: 1933an10@gmail.com

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Litvinenko, Vladimir P. —
PhD, associate professor
Azov Maritime Institute —
Mariupol branch of Sevastopol State University
19 Chernomorskaya Str., Mariupol, 287500,
Donetsk People's Republic
e-mail: VPLitvinenko@sevsu.ru
Savinkov, Nikolay A. —
PhD, associate professor
Azov Maritime Institute —
Mariupol branch of Sevastopol State University
19 Chernomorskaya Str., Mariupol, 287500,
Donetsk People's Republic
e-mail: 1933an10@gmail.com

Статья поступила в редакцию 7 июня 2024 г.
Received: June 7, 2024.