

УДК 621.431.74

doi:10.20998/2413-4295.2017.32.06

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ РАСЧЕТА ПОТОКА ЭНЕРГИИ В НЕРАВНОВЕСНОМ ЦИКЛЕ ДИЗЕЛЯ

В.П. ЛИТВИНЕНКО

кафедра «Эксплуатации судовых энергетических установок», Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия», Мариуполь, УКРАИНА
*email: jltinski@gmail.com

АННОТАЦИЯ В современных методах расчета поршневых двигателей делается допущение о том, что в качестве рабочего тела в цикле используется идеальный газ, что во многом упрощает решаемую задачу, но приносит существенные неточности в получаемые результаты и искажает описание самого процесса. Предложен алгоритм расчета термодинамического цикла посредством выделения равновесной составляющей потока энергии в неравновесном комбинированном цикле за счет введенного понятия объемной скорости процесса как параметра цикла. Разработанная методика позволяет выделить наиболее эффективную часть цикла, после достижения которой, оставшаяся часть энергии может быть употреблена для работы судовых энергетических установок, за счет оптимально установленной фазы выпуска отработавших газов.

Ключевые слова: судовый дизель; поток энергии; объемная скорость; скорость поршня; кинетическая энергия; закон термодинамики.

ABOUT SOME PECULIARTIES CALCULATING THE ENERGY FLOW IN THE NON – EQUILIBRIUM DIESEL ENGINE CYCLE

V. LYTUVYENKO

Department, «Ship power plant operation», Azov Maritime Institute of the National University «Odessa Maritime Academy», Mariupol, UKRAINE

ABSTRACT In the modern methods of calculating the reciprocating engines there is an assumption that the ideal gas is used as actuation fluid in the cycle that makes the current task much easier however brings sufficient untruthfulness to the achieved results and misrepresents the description of the process itself. It was suggested an algorithm of calculating the thermodynamic cycle through releasing the equilibrium component of the energy flow in the non-equilibrium combined cycle at the cost of accepted concept of the process volume speed as a cycle parameter. The developed method allows to separate the most efficient cycle part and after achieving in the remaining part of energy can be used for ship power plant operation by means of effectively set phase of releasing the exhaust gases.

Key words: ship diesel power plant; energy flow; volume speed; piston speed; kinetic energy; law of thermodynamics.

Введение

В современных представлениях рассмотрение термодинамических процессов дизеля осуществляется использованием смешанного цикла, включающего изохорный и изобарный процессы. При этом, в стремлении повысить эффективность цикла, учитываются противопоставляемые гипотезы, смысл которых сводится к выбору предпочтений названным процессам, упуская при этом факт того, что реальный цикл характеризуется своими отличительными особенностями, связанными с условиями нагрузки на дизель, свойствами используемого топлива и многими другими факторами.

В таких подходах смешанный цикл, реализуемый в дизеле, полагают обратимым, априори делая допущение, что производство энтропии равно нулю. Такие подходы, однако, представляются не вполне корректными, поскольку здесь наблюдается подмена понятий между повторяемым (круговым)

циклом и обратимым в термодинамическом смысле циклом.

Для термодинамически обратимого цикла необходимо соблюдение условия, при котором производство энтропии в цилиндре оказывалось бы равным нулю, $\Delta S = 0$. Это условие нами рассмотрено в работе [1,2], где в качестве критерия, определяющего термодинамическое равновесие, было установлено по признаку равенства скоростей распределения объема образовавшихся в результате сгорания топливно-воздушной смеси газов и объема, высвобождаемого движущимся поршнем, что соответствует теоретическим выводам, сделанным в работе [3].

Таким образом, учитывая необходимость разработки научно-практических методов, обеспечивающих возможность повышения эффективности работы дизеля, рассматриваемый в статье вопрос представляется актуальным, как в теоретическом, так и в практическом плане.

Цель работы

Целью данной работы является разработка теоретических подходов и метода расчета потока энергии в неравновесном термодинамическом цикле, с учетом особенностей выделения равновесного состояния, так чтобы достигались оптимальные условия его распределения на непосредственную работу дизеля и привод судовых энергетических установок.

Изложение основного материала

В ходе выполнения настоящей работы, отмечалось, что наряду с возникновением необходимой температуры, достаточной для воспламенения топливно-воздушной смеси, развитию сгорания препятствует избыточное давление сжатия. Так, что образование движущей поршень силы можно охарактеризовать скоростью развития объемных процессов, связанных со сгоранием топливно-воздушной смеси в камере сгорания, в момент нахождения поршня в верхней мертвой точке (ВМТ) – $V_{кc}$ и скоростью развития процесса по мере высвобождения объема по причине перемещения поршня – $V_{пп}$. При этом отмечалось, что скорость – $V_{кc}$ зависит от термодинамических условий и физико-химических свойств топлива, а скорость – $V_{пп}$ обусловлена, также числом оборотов дизеля.

В определенном смысле отмечаемое положение согласуется с выводами Бриллинга, выраженными зависимостью в виде индикаторной мощности $N_i \sim P_i C$, где P_i – индикаторное давление, C – скорость поршня, [4,5]. В отмеченной зависимости, скорость поршня характеризует, в том числе и особенности развития объемных процессов в вертикальном, по ходу движения поршня, направлении.

В общем виде, характер развития объемных процессов представлен графической моделью, см. рис. 1.

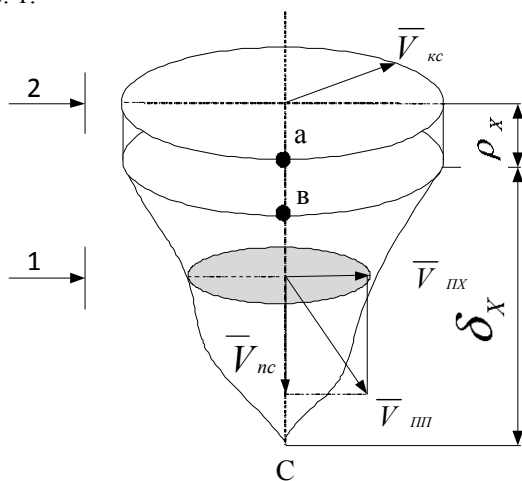


Рис. 1 – Характер развития объемных процессов в цилиндре дизеля

Замечено, что скорость перемещения поршня является результирующей и зависит от условий развития объемных процессов и сопротивления его перемещению, т.е. от нагрузки на двигатель. По этой причине, сделано допущение, см. рис. 1, о том, что взаимосвязь рассматриваемой скорости может быть отображена некоторой результирующей скоростью – \overline{V}_{nn} , которая определяется вертикальной составляющей – \overline{V}_{nc} , тождественной ранее отмечаемой скорости – C , и горизонтальной составляющей – \overline{V}_{nx} .

При этом, принималось во внимание, что рассматриваемый процесс характеризуется в объемных координатах – x , y и z . Однако принимая во внимание симметричность, его рассмотрение осуществлялось в плоской системе координат, что значительно упрощает рассматриваемую задачу.

Кроме этого, учитывалось условие непрерывности распределения энергии по объему цилиндра, в цикле расширения – рабочего хода дизеля. Что представляется очевидным. Скорость развития объемных процессов в плоской системе координат рассматривалась в виде суммы отмеченных скоростей.

$$\overline{V}_{nn} = \overline{V}_{nc} + \overline{V}_{nx} \quad (1)$$

В целях анализа приведенного соотношения допускалось, что скорость рабочего тела \overline{V}_{nn} изменяется под воздействием сгорания топливно-воздушной смеси и в результате перемещения поршня. Тогда можно отобразить некоторые соотношения между скоростями – \overline{V}_{nc} , \overline{V}_{nx} и \overline{c} , с позиций развития объемных процессов при движении поршня от ВМТ к нижней мертвой точке (НМТ).

При таком подходе наиболее вероятны следующие варианты соотношений, которые и будут характеризовать работу дизеля: а) $\overline{c} > \overline{V}_{nn}$; б) $\overline{c} = \overline{V}_{nn}$; в) $\overline{c} < \overline{V}_{nn}$.

По варианту а) проявляется насосный эффект от движения поршня к НМТ, что приводит к вытягиванию потока энергии по объему цилиндра и, таким образом, вероятно ограничивает его развитие по сечению цилиндра. В этом случае эффективность использования выделяющегося тепла и нарастания давления ограничивается излишними оборотами дизеля. Проявляются наиболее благоприятные условия утилизации тепла на привод газовых турбин, утилизационный котел и т.п. устройства.

Вариант б) обусловлен проявлением следящего эффекта объемных процессов за перемещающимся поршнем. За счет равенства скорости, с которой высвобождается объем цилиндра движущимся поршнем и скорости перемещения рабочего тела образуемого вследствие протекания термодинамических процессов достигается экономический режим работы дизеля. Предположительно в этом случае соблюдается условие $\overline{V}_{nx} \approx \overline{V}_{nc} \approx \overline{c}$.

Вариант в) связан с возрастающим сопротивлением перемещению поршня по причине повышения нагрузки на двигатель. Предположительно можно допустить, что в этом случае

соблюдается условие $\overline{V_{nx}} \geq \overline{V_{nc}} > \bar{c}$. За счет повышения $-\overline{V_{nx}}$ возрастает движущая поршень сила, что и позволяет преодолевать набросы нагрузок на дизель. Так вероятно проявляется эффект саморегуляции, характерный дизелям.

В рамках приведенной модели заметим, что она соответствует динамике развития термодинамических процессов и содержит в своей структуре, кроме параметров, характеризующих их равновесность, в виде давления – P, объема – V и температуры – T, скорость процесса – $V_{об}$. В этой связи можно дать описание модели использованием первого закона термодинамики для потока газа или жидкости, [4-7]. Однако для рассматриваемого случая, первый закон термодинамики мы представим в форме закона, отображающего поток энергии расширяющихся газов в комбинированном цикле современного дизеля.

Представляется, что реализация первого закона термодинамики в рассматриваемом случае оказывается вполне корректной, поскольку законы термодинамики имеют общий характер и справедливы как для неподвижных, так и движущихся систем.

Применительно к дизелю отметим, что поток энергии зарождается в камере сгорания, обладает свойством непрерывности до момента открытия органов газообмена и протекает по ходу перемещения поршня. В особенности такой поток энергии характерен для длинноходовых судовых дизелей, у которых ход поршня достигает трех и более метров. Так, что втулка цилиндра судового дизеля вполне может быть рассмотрена как некоторый «канал», в котором происходит перемещение газов.

Поток тепловой энергии, обладает кинетической энергией.

$$E_{кин} = \frac{G \cdot \overline{v_{nc}^2}}{2} \quad (2)$$

где, G – масса газов в потоке энергии, которая определяется с учетом цикловой подачи топлива и коэффициента молекулярного изменения и характеризуется плотностью – γ .

Учитывая, что по ходу перемещения поршня скорость потока энергии изменяется, можно допустить, что также изменяется и его кинетическая энергия, в зависимости от рассматриваемых сечений цилиндра двигателя, на некоторую величину – $\Delta E_{кин}$, см. рис. 1.

$$\Delta E_{кин} = G \left(\frac{\overline{v_{nc2}^2}}{2} - \frac{\overline{v_{nc1}^2}}{2} \right) \quad (3)$$

В соответствии с первым законом термодинамики для рассматриваемого случая, имеем:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + L_{1-2} \quad (4)$$

где U_2 – внутренняя энергия газов, образуемая вследствие сгорания топливно-воздушной смеси; U_1 – внутренняя энергия газов после их расширения в цилиндре двигателя; L_{1-2} – работа, затраченная на перемещение поршня.

Подвергнем анализу структуру работы – L_{1-2} . Отметим, что для того чтобы переместить поршень на участке (а – в) на некоторое расстояние – ρ_x , нужно совершить работу, равную произведению силы действующей на поршень, на длину пути, пройденного поршнем.

$$L_1 = P_1 \cdot S \cdot \rho_x \quad (5)$$

где, ρ_x – показатель, отображающий скорость потока в сечении 2 – 2, на участке (а – в); S – площадь сечения цилиндра; P_1 – давление в сечении 2 – 2.

Обозначим через $V_1 = S \cdot \rho_x$ – объем газа, поступившего в рассматриваемый участок за единицу времени. Учтем, что $V_1 = v_1 \cdot G$, где G – масса газов, образовавшихся при сгорании топливно-воздушной смеси; v_1 – удельный объем газа в сечении 2 – 2, на участке (а – в). Таким образом, получим:

$$L_1 = P_1 \cdot v_1 \cdot G \quad (6)$$

или, что тоже, $L_1 = P_1 \cdot V_1$.

На участке (в – с), работа, которую совершает поршень определится из выражения:

$$L_2 = P_2 \cdot V_2 \text{ или } L_2 = P_2 \cdot v_2 \cdot G \quad (7)$$

где, v_2 – удельный объем газа, размещенного на участке (в – с).

Таким образом, с учетом выражений (6) и (7) можно записать, что суммарная работа в интервале между сечениями 1 – 1 и 2 – 2 определится из соотношения:

$$L = L_1 + L_2 = (P_1 \cdot v_1 + P_2 \cdot v_2)G \quad (8)$$

Учитывая специфику работы дизеля в смешанном цикле, можно заметить, что на участке (а – в) реализуется изобарный процесс, который характеризуется степенью предварительного расширения – ρ и объемной скоростью – V_x . В тоже время, нами была определена объемная скорость – $V_{об}$ для всего цикла работы дизеля, [2]. Таким образом, в дальнейших расчетах представляется возможным определять объемную скорость и на участке (в – с), которую обозначим – V_δ , характеризующую степень последующего расширения газов в цилиндре дизеля. Во всяком случае, можно заметить, что для всего ряда значений $V_x \neq V_\delta$ и поэтому, с учетом выражения (3) изменение кинетической энергии потока определится соотношением:

$$\Delta E_{кин} = G \left(\frac{V_x^2}{2} - \frac{V_\delta^2}{2} \right) \quad (9)$$

В общем виде, поток энергии должен удовлетворять условию превышения над некоторой величиной нагрузки на двигатель, которая связана с движением судна, преодолением сил сопротивления движению поршня, приводом газотурбинного нагнетателя (ГТН) и другим оборудованием. Обозначим в этой связи часть энергии затрачиваемой на привод ГТН индексом – $L_{гтн}$, а часть энергии затрачиваемой на преодоление сил трения в кривошипно-шатунном механизме индексом – $L_{мп}$.

Таким образом, суммарную работу, которую совершает движущийся поток энергии в дизеле, можно выразить в виде следующего соотношения:

$$L_{1-2} = G(P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) + G \left(\frac{V_x^2}{2} - \frac{V_\delta^2}{2} \right) + L_{zmn} + L_{mp} \quad (10)$$

Воспользовавшись классическим представлением первого закона термодинамики можно записать следующее соотношение:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + G(P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) + G \left(\frac{V_x^2}{2} - \frac{V_\delta^2}{2} \right) + L_{zmn} + L_{mp} \quad (11)$$

Разделив обе части выражения (11) на G, получим выражение первого закона термодинамики для единицы массы потока энергии, т.е. в удельных массовых величинах.

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + (P_2 \cdot v_2 - P_1 \cdot v_1) + \left(\frac{V_x^2}{2} - \frac{V_\delta^2}{2} \right) + l_{zmn} + l_{mp} \quad (12)$$

В дифференциальной форме, выражение (12) примет вид:

$$dq_{1-2} = du + d(Pv) + V_i dV + dl_{zmn} + dl_{mp} \quad (13)$$

С учетом энтальпии процесса равной $h = u + Pv$, имеем:

$$q_{1-2} = (h_2 - h_1) + \left(\frac{V_x^2}{2} - \frac{V_\delta^2}{2} \right) + l_{zmn} + l_{mp} \quad (14)$$

и в дифференциальной форме получим:

$$dq = dh + V_i dV + dl_{zmn} + dl_{mp} \quad (15)$$

Обсуждение результатов

В целях достижения наглядности полученных результатов, сравним уравнение первого закона термодинамики, записанное в общем виде для произвольной системы, с выражением (13), которое представляется частным случаем этого закона и учитывает поток энергии в дизеле. Имеем:

$$dq = du + PdV \quad (16)$$

$$dq_{1-2} = du + d(Pv) + V_i dV + dl_{zmn} + dl_{mp} \quad (17)$$

Заметим, что оба выражения оказываются идентичными по своему смысловому наполнению элементами, отображающими термодинамический процесс. В тоже время, уравнение (13) позволяет учесть динамику изменений термодинамического процесса за счет введения характеристики потока энергии, связанной с понятием объемной скорости процесса. Кроме того, это выражение позволяет учитывать особенности протекания процесса при передаче части энергии для привода вспомогательных механизмов и устройств.

Учитывая, что выражения (16) и (17) в обоих случаях отображают первый закон термодинамики, приравняем правые части обоих выражений. Получим:

$$du + PdV = du + d(Pv) + V_i dV + dl_{zmn} + dl_{mp}$$

и упростив его, будем иметь:

$$PdV = d(Pv) + V_i dV + dl_{zmn} + dl_{mp} \quad (18)$$

Соотношение (18) отображает, что энергия, образуемая вследствие сгорания топливно-воздушной смеси (PdV) , расходуется на изменения положения потока газов $d(Pv)$, изменение кинетической энергии потока газов $V_i dV$, передачи энергии на привод газовой турбины dl_{zmn} и преодоление сил трения dl_{mp} .

Учитывая, что в выражении (18) $d(Pv) = Pdv + vdP$ для рассматриваемого потока газов в дизеле можно записать:

$$V_i dV = -vdP - dl_{zmn} - dl_{mp} \quad (19)$$

При условии когда потерями на трение можно пренебречь, $dl_{mp} = 0$, затраты энергии потребляемые ГТН окажутся равными:

$$dl_{zmn} = vdP - V_i dV \quad (20)$$

Выводы

С практической точки зрения, представленные зависимости обеспечивают возможность взаимно увязать теоретические модели описания термодинамических циклов с реальными процессами дизелей, в целях определения конкретных конструктивных параметров. В первую очередь такое положение относится к обоснованию и расчету фаз газообмена и характеру влияния наброса нагрузок на дизель и изменения в термодинамическом цикле. Кроме этого, обеспечивается возможность установить характер протекания термодинамических процессов в зависимости от числа оборотов дизеля и определить энергию, которая может быть выделена для привода ГТН из условия максимума использования тепловой энергии для получения мощности, связанной с приводом движителя. Причем, такое условие достигается с учетом характеристики ГТН.

Список литературы

1. Литвиненко, В. П. Определение степени предварительного расширения посредством оценки внутрицилиндровых процессов объемными показателями. / В. П. Литвиненко // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. – 2016. – Вып. 36. – с. 96-104.
2. Литвиненко, В. П. Неравновесность в комбинированном цикле ДВС. / В. П. Литвиненко // Міжнародна науково-практична конференція. Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. СЕУТТОО – 2016.
3. Пригожин, И., Кондепуди Д. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур: Пер. с англ. Ю.А. Данилова и В.В. Белого – М.: Мир, 2002. – 461 с.
4. Исаев, А. П. Анализ методов расчета показателей рабочего цикла судовых ДВС / А. П. Исаев, С. А. Каргин, К. К. Колосов // Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология. - 2009. - №1.
5. Теория двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Н. Х. Дьяченко.- Л.:Машиностроение, 1974.- 552 с.
6. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / А. С. Орлин и др.- М.: Машиностроение, 1971.- 400 с.

7. **Кирилин, В. А.** Техническая термодинамика / **В. А. Кирилин.** - М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
3. **Prigojin, I., Kondepudi, D.** Sovremennaya termodinamika. Ot tyeplovykh dvigateley do dissipativnykh struktur [Modern thermodynamics. From the heat engines to dissipative structures]. Per. S angl. U.A. Danilova i Byelogo V.V. – M: Mir, 2002, 461 s.

Bibliography (transliterated)

1. **Litvinenko, V. P.** Opredeleniye stepeni predvaritel'nogo rasshireniya posredstvom otsenki vnutritsilindrovyykh protsessov ob`yemnymi pokazatelyami [Determination of the degree of preliminary expansion by means of evaluation in intra cylinder processes by volumetric indicators]. *Sudovyye energeticheskiye ustanovki: nauchno-tekhnicheskyy sbornik.* 2016, **36**, 96-104.
2. **Litvinenko, V.P.** Neravnovesnost' v kombinirovannom tsikle DVS [Non-equilibrium in the combined cycle of the internal combustion engine]. *Mizhnarodna naukovopraktichna konferentsiya. Suchasni energetychni ustanovky na transporti, tekhnologii ta obladnamya dlya yikh obslugovuvannya.* SEUTTO, 2016.
4. **Isayev, A. P., Kargin, S.A., Kolosov, K.K.** Analiz metodov rascheta pokazateley rabochego tsikla sudovykh DVS [Methods of analysis to calculate the operating cycle indexes of ship internal combustion engine]. *Vestnik AGTU. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2009, **1**.
5. Teoriya dvigateley vnytrennego sgoraniya [The internal combustion engines theory] / Pod red. N.Kh.D' yachenko. -L.: Mashinostroyeniye, 1974.-552s.
6. Teoriya rabochikh protsessov porshnevyykh i kombinirovannykh dvigateley [Theory of working processes in piston and combined engines] / A.S.Orlin i dr.-M.: Mashinostroyeniye, 1971, 400 s.
7. **Kirilin, V.A.** Tekhnicheskaya termodinamika. M.: Energoatomizdat, 1983, p.416.

Сведения об авторах (About authors)

Литвиненко Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, Азовский морской институт Национального университета «Одесская морская академия», зав. кафедрой «Эксплуатации судовых энергетических установок», г. Мариуполь, Украина; e-mail: jltinski@gmail.com.

Volodymyr Lytvynenko – candidate of Technical Sciences, Docent, the head of «Ship power plant operation», Azov Maritime Institute of the National University «Odessa Maritime Academy», c. Mariupol, Ukraine; e-mail: jltinski@gmail.com.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Литвиненко, В. П. О некоторых особенностях расчета потока энергии в неравновесном цикле дизеля / **В. П. Литвиненко** // *Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2017. – № 32 (1254). – С. 37-41. – doi:10.20998/2413-4295.2017.32.06.

Please cite this article as:

Litvinenko, V. About some peculiarities of calculating the energy flow in the non – equilibrium diesel engine cycle. *Bulletin of the NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, **32** (1254), 37–41, doi:10.20998/2413-4295.2017.32.06.

Будь ласка, посилайте на цю статтю наступним чином:

Литвиненко, В. П. О деяких особливостях розрахунку потоку енергії в нерівноважному циклі дизеля / **В.П. Литвиненко** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 32 (1254). – С. 37-41. – doi:10.20998/2413-4295.2017.32.06.

АНОТАЦІЯ У сучасних методах розрахунку поршневих двигунів робиться припущення про те, що в якості робочого тіла в циклі використовується ідеальний газ, що багато в чому спрощує завдання виконується, але привносить суттєві неточності в одержувані результати і спотворює опис самого процесу. Запропоновано алгоритм розрахунку термодинамічного циклу за допомогою виділення рівноважної складової потоку енергії в нерівноважному комбінованому циклі за рахунок введеного поняття об'ємної швидкості процесу як параметра циклу. Розроблена методика дозволяє виділити найбільш ефективну частину циклу, після досягнення якої, решта енергії може бути використана для роботи суднових енергетичних установок, за рахунок оптимально встановленої фази випуску відпрацьованих газів. **Ключові слова:** судновий дизель; потік енергії; об'ємна швидкість; швидкість поршня; кінетична енергія; закон термодинаміки.

Поступила (received) 08.09.2017