

# УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В ПЕРИОД ПУСКА И ПОСЛЕПУСКОВОГО ПРОГРЕВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

## CONTROL OF FUEL SPRAYS ACTIVITY IN STARTING AND AFTER STARTING WARM-UP PERIODS OF DIESEL ENGINE

Г.М. КРОХТА, д.т.н.

Новосибирский государственный аграрный университет,  
Новосибирск, Россия, mshipo@mail.ru

G.M. KROHTA, DSc in Engineering

Novosibirsk state agrarian university, Novosibirsk,  
Russian Federation, mshipo@mail.ru

В период пуска и послепускового прогрева двигателя подаваемое форсункой в камеру сгорания топливо нагревается и частично испаряется за счет эксергии сжатого воздуха. При этом в основном образуются крупные капли, количество которых в цикловой подаче может достигать 85...90 %. Крупные капли не могут полностью испариться, достигают холодных стенок камеры сгорания, где конденсируются и не принимают участия в сгорании, ухудшая пусковые качества и увеличивая неполноту сгорания в период пуска и послепускового прогрева. Очевидно, что улучшение пусковых качеств дизеля и снижение неполноты сгорания в послепусковой период можно осуществлять путем повышения эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия или увеличения эксергии топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания.

Цель исследований – повышение пусковых качеств дизельных двигателей и снижение неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период путем управления активностью топливных факелов. При выполнении исследований использовался эксергетический метод. Эксергетический метод базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики, учитывает потери от необратимости реальных процессов и позволяет оценить степень термодинамического совершенства рассматриваемых систем. Экспериментальные исследования показали, что у двигателей, которые имеют традиционную систему питания с давлением до 20 МПа, активация топлива осуществляется в основном (на 96,8 %) за счет эксергии заряда воздуха. Структура потерь эксергии заряда воздуха распределяется следующим образом: на нагрев топлива до средней температуры кипения – 75 %, на испарение – 12,5 % и 12,5 % – на перегрев паров топлива от общих суммарных затрат на испарение. Таким образом, высокий уровень энергообеспеченности заряда воздуха позволяет управлять качеством процесса смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева путем изменения величины термомеханической составляющей эксергии топливных факелов.

**Ключевые слова:** пуск, капли, эксергия, пуск-прогрев, расход топлива, неполнота сгорания, смесеобразование.

During starting and after-starting warm-up periods of the engine, fuel supplied to the combustion chamber by the injector heats and partially evaporates by means of compressed air exergy. In this case, mainly forms large drops, the amount of which can reach 85...90 % in the cyclic feed. Large drops can not completely evaporate, reach the cold combustion chamber walls, where they condense and don't participate in combustion, which worsens starting qualities and increases incompleteness of combustion. Clearly that improvement of starting qualities of diesel engine and reducing of combustion incompleteness during after-starting period can be accomplished by the increasing of air charge exergy in the end of compression stroke, or increasing of fuel exergy which sprays in combustion chamber. Experimental research have shown that engines which equipped with traditional fuel system with injection pressure up to 20 MPa, fuel activation provides mainly (on 96,8 %) by means of air charge exergy. The structure of air charge exergy losses is distributed as follows: to heat the fuel to average boiling point – 75 %, evaporation – 12,5 % and 12,5 % – to heat the fuel vapor of total evaporation losses. Thus, a high level of air charge energy supply makes possible to control the quality of fuel mixture formation during starting and after-starting warm-up periods by means of changing the value of thermomechanical part of fuel spray exergy.

**Keywords:** start-up, drops, exergy, start-up and warm-up, fuel consumption, incomplete combustion, mixture formation.

## Введение

Необходимым условием возникновения и развития реакции горения является предварительное смешивание паров топлива и воздуха с целью образования однородной горючей смеси. Очевидно, что это может быть достигнуто только в том случае, если топливо будет находиться в газо- и парообразном состоянии.

Смешение компонентов, находящихся в одинаковом агрегатном состоянии, происходит в результате молекулярной и турбулентной диффузии.

В дизельных двигателях в отличие от двигателей с принудительным зажиганием образование однородной смеси нежелательно, так как в результате этого резко нарастает скорость сгорания и увеличивается износ деталей цилиндропоршневой группы. Поэтому в дизельных двигателях стремятся осуществлять процесс смесеобразования параллельно с процессом горения, что оказывается возможным при образовании неоднородных смесей. В таких смесях при испарении вокруг каждой капли топлива появляются зоны однородного состава, в то время как в других зонах пары могут полностью отсутствовать.

На наш взгляд, наибольший научный и практический интерес представляют способы управления процессом смесеобразования путем изменения давления и температуры воздуха в конце такта сжатия и температуры и давления топлива, подаваемого форсункой в камеру сгорания.

В период холодного пуска двигателя подаваемое форсункой в камеру сгорания топливо нагревается и частично испаряется за счет эксергии сжатого воздуха. При этом в основном образуются крупные капли диаметром до 300 мкм, количество которых в цикловой подаче может составлять 85...90 %.

Крупные капли не могут полностью испариться, достигают холодных стенок камеры сгорания, где конденсируются, образуя пленку топлива, которое в дальнейшем, накапливаясь, может частично стекать по стенкам цилиндров в поддон двигателя и выбрасываться в виде пара в окружающую среду (ОС), не принимая участия в сгорании.

Мелкие капли, в которых сосредоточено 10...15 % цикловой подачи, затормаживаются, подхватываются воздушными потоками и распределяются по всему объему камеры сгорания, образуя горючую смесь. В то же время

из-за низкой концентрации испарившегося топлива в объеме сжатого воздуха переход от предпламенных окислительных процессов к горячему пламени не всегда возможен. Поэтому с целью увеличения концентрации мелких капель в горючей смеси, которая может быстро прогреться и достигнуть температуры самовоспламенения, увеличивают цикловую подачу. Однако увеличение цикловой подачи топлива при пуске способствует снижению температуры конца такта сжатия и, несмотря на увеличение количества мелких капель, не всегда обеспечивает надежное воспламенение образовавшейся горючей смеси.

В период пуска дизеля холодное топливо, подаваемое в камеру сгорания форсункой, нагревается, испаряется и перегревается за счет теплоты слоев воздушного заряда, прилегающих к топливному факелу. В результате происходит значительное снижение температуры воздуха на границе топливных факелов (по ряду данных до 150...200 °С) [1]. Это объясняется скоротечностью процесса тепломассообмена и недостаточной турбулизацией воздушного потока. Расчеты показывают, что если бы в теплообмене участвовал весь заряд воздуха, то снижение его температуры в результате суммарных потерь теплоты на испарение топлива может составлять не более 20...30 °С [2, 3].

Очевидно, что улучшение пусковых качеств дизеля и снижение неполноты сгорания в послепусковой период можно осуществить в результате повышения эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия или увеличения эксергии топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, а также одновременного повышения эксергии воздушного заряда и топлива.

Проведенные расчеты показывают, что в первом случае затраты эксергии будут почти в 6 раз больше, чем во втором [4].

Эксергия заряда воздуха в конце такта сжатия определяется эксергией, затраченной на предварительный подогрев воздуха на впуске (в случае установки соответствующих нагревателей), и работой сжатия. Для конкретного типоразмера двигателя и при прочих равных условиях величину работы сжатия можно считать постоянной. Следовательно, увеличить эксергию заряда воздуха двигателя возможно только за счет установки подогревателей воздуха и изменения их мощности.

В то же время эксергию топливных факелов можно повысить путем увеличения их ме-

ханической и термической составляющей [4]. Традиционные системы топливоподачи (плунжерные насосы) имеют относительно низкое давление впрыска, которое не превышает 20 МПа. В то же время аккумулярующие системы, например, Common Rail развивают давление впрыска 200 МПа и более, что сопровождается существенным повышением механической составляющей. Величина механической составляющей, как правило, является заранее заданной и в процессе работы системы топливоподачи неизменной. Она в основном определяется конструктивными особенностями системы топливоподачи. Однако следует отметить, что с точки зрения конструктивных возможностей аккумулярующие системы топливоподачи способны изменять давление впрыска согласно заданному алгоритму.

Управляемый предварительный подогрев топлива в форсунке позволяет одновременно увеличить общее теплосодержание топливоздушную смесь в конце такта сжатия, повысить дисперсность топливных факелов и уменьшить период задержки самовоспламенения.

Таким образом, дискретное (система Common Rail) или плавное повышение механической составляющей, а также возможность плавного регулирования термической составляющей способствуют повышению активности горючей смеси в камере сгорания. В результате чего следует ожидать улучшение пусковых качеств двигателя, снижение неполноты сгорания топлива и количества вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу. Одновременно появляется возможность управлять качеством процесса сгорания в период послепускового прогрева.

Следует отметить, что отечественные автотракторные дизели и большинство зарубежных оснащены системами питания, тепловой режим которых не регулируется.

### Цель исследований

Повышение пусковых качеств дизельных двигателей и снижение неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период путем управления активностью топливных факелов.

### Материалы и методы

Объектом исследований в настоящей работе являются тепловые процессы, происходящие в системах воздухообеспечения и топливоподачи

дизельного двигателя в период его пуска и послепускового прогрева.

При выполнении исследований использовался эксергетический метод. Эксергетический метод базируется как на первом, так и на втором законах термодинамики, учитывает потери от необратимости реальных процессов и позволяет оценить степень термодинамического совершенства рассматриваемых систем [4]. Экспериментальные исследования осуществлялись с учетом требований ГОСТ 18509-88 «Дизели тракторные и комбайновые» и ГОСТ 24026-80 «Исследовательские испытания. Планирование эксперимента. Термины и определения». При расчете параметров эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в период пуска допускалось, что системы находятся в квазистатическом режиме, поршень находится в ВМТ, а температуре воздуха в камере сгорания в конце такта сжатия соответствует 350 °С. Согласно многочисленным источникам, это та минимальная температура, при которой возможен надежный пуск двигателя. Кроме того, допускалось, что температура воздуха в конце такта сжатия в период послепускового прогрева находилась на уровне 500 °С.

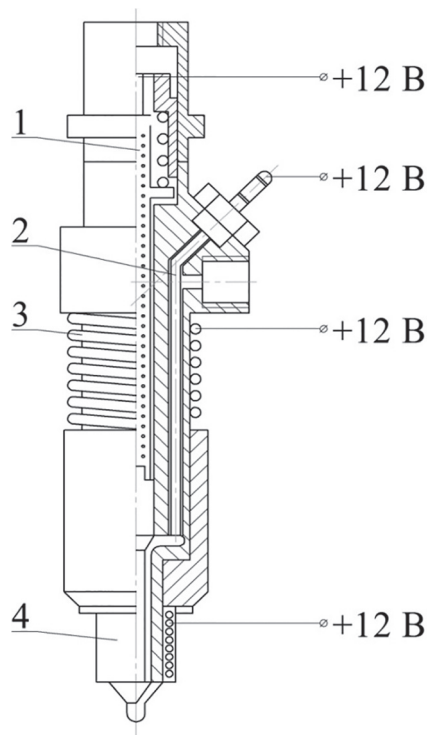
В процессе экспериментальных исследований испытывались четыре варианта нагревателей. Нагревательные элементы устанавливались в штанге 1, в топливном канале 2, на наружной поверхности корпуса форсунки 3, и на поверхности распылителя 4 (рис.).

В первом случае по оси штанги было просверлено отверстие. Спираль из нихрома размещалась внутри штанги и изолировалась наполнителем из оксида магния.

Для установки нагревательного элемента в топливном канале в форсунке также было просверлено отверстие. Нагревательный элемент, нижний конец которого запаян, вводился в топливный канал, с помощью резьбовой втулки крепился в корпусе форсунки.

При размещении нагревателя на корпусе форсунки на нем делалась проточка, в которую укладывали нагревательный кабель.

Нагревательный элемент, устанавливаемый на распылитель, состоял из двух вставленных друг в друга тонкостенных гильз, изготовленных из жаропрочного материала. Между стенками гильз в образовавшееся кольцевое пространство укладывался нагревательный элемент и изолировался оксидом магния.



**Рис. Форсунка с установленными нагревательными элементами:**

- 1 – в штанге; 2 – в топливном канале;  
3 – на корпусе форсунки; 4 – на поверхности распылителя

Для расширения диапазона регулирования температуры топлива на выходе из форсунки в топливопроводы высокого давления были дополнительно вмонтированы нагревательные элементы. Они изготавливались из нагревательного кабеля аналогично нагревателю 2 и размещались в каналах топливопроводов по всей их длине. Мощность каждого из нагревателей не превышала 200 Вт.

Испытание нагревателей осуществлялось на безмоторных и моторных установках. Результаты безмоторных испытаний показали, что по теплотехническим характеристикам наиболее экономичным является нагреватель, установленный на распылителе, наименее экономичным – на корпусе форсунки. Промежуточное положение занимают нагреватели, установленные в топливном канале и в штанге форсунки.

Более надежная работа нагревателей, размещенных в штангах, технологичность их изготовления, ремонтпригодность и относительно высокие теплотехнические параметры послужили основанием для выбора конструкции нагревательных элементов при проведении дальнейших моторных испытаний.

Моторные испытания по пуску-прогреву выполнялись на двигателе 4ЧН 13,0/14,0 (Д-440). Нагреватели были установлены в каждую из четырех форсунок. Они позволили при предпусковой подготовке обеспечить повышение температуры топлива в «кармане» распылителя на 115 °С. Испытания проводились при температуре ОС минус 15 °С. Температура охлаждающей жидкости в головке блока ( $t_{ж}^r$ ) поддерживалась постоянной на любом заранее заданном уровне с помощью электронагревателей в диапазоне от минус 15 °С до плюс 85 °С.

После пуска двигателя частота вращения коленчатого вала устанавливалась на уровне номинального значения (для двигателя Д-440 – 1750 мин<sup>-1</sup>), пусковой обогатитель выключался. Цикловая подача топлива снижалась со 154,6 до 77,2 мг/цикл и автоматически дозировалась с учетом затрат эксергии на внутренние и внешние потери. Следует отметить, что указанная величина цикловой подачи определена при температуре охлаждающей жидкости, масла и ОС плюс 20 °С.

## Результаты и обсуждение

В статье предпринята попытка объяснения, с помощью полученных ранее на основании эксергетического метода уравнений и результатов экспериментальных исследований, причин, которые ухудшают пусковые качества двигателя с понижением его теплового режима и одновременно увеличивают неполноту сгорания при последующем послепусковом прогреве [5]. Наряду с этим предлагаются меры по повышению полноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период.

Известно, что в дизельных двигателях сжимается чистый воздух, и только в конце такта сжатия впрыскивается топливо. В таблице 1 представлены числовые значения основных показателей воздуха в камере сгорания, полученные экспериментальным и расчетным путем, в зависимости от теплового состояния двигателя. Результаты экспериментальных и аналитических исследований показали, что с повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока двигателя с минус 15 °С до плюс 85 °С и неизменной минимальной температуры воздуха в конце такта сжатия его эксергия снижается с 736,5 до 393,1 Дж/цикл. В свою очередь, работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в цилиндре, с повышении-

Таблица 1

**Основные показатели заряда воздуха в камере сгорания при разных тепловых режимах двигателя  
(конец такта сжатия, пуск)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Основные показатели								
	$\rho_v, \text{кг/м}^3$	$V_v, \text{м}^3/\text{ч}$	$G_v, \text{кг/ч}$	$c_p, \text{кДж/кг}\cdot\text{град.}$	$G_v, \text{кг/цикл}$	$L_{сж}, \text{Дж/цикл}$	$E_v, \text{Дж/цикл}$	$E_v/g_{ц}^T, \text{Дж/мг}$	$L_{сж} / \sum_{i=1}^n D_{исп}$
-15	1,362	39,87	54,3	1,009	$2 \cdot 10^{-3}$	770,0	736,5	4,62	4,81
0	1,287	39,87	51,3	1,005	$1,92 \cdot 10^{-3}$	760,0	681,5	4,34	4,97
10	1,242	39,87	49,52	1,005	$1,86 \cdot 10^{-3}$	753,7	638,1	4,1	5,04
50	1,086	39,87	43,3	1,005	$1,63 \cdot 10^{-3}$	726,9	493,4	3,29	5,5
85	0,982	39,87	39,15	1,009	$1,47 \cdot 10^{-3}$	703,4	393,1	2,66	6,02

ем теплового режима уменьшается незначительно: с 770 до 703,4 Дж/цикл, что можно объяснить небольшим снижением показателя политропы и давления конца сжатия. С повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока от минус 15 °С до плюс 85 °С удельные затраты эксергии воздушного заряда, приходящиеся на 1 мг цикловой подачи топлива, снижаются с 4,62 до 2,66 Дж/мг. При этом работа, затрачиваемая на сжатие в указанном диапазоне температур, превышает суммарные затраты эксергии на испарение топлива в 4,8...6,0 раз, что, несомненно, улучшает пусковые качества двигателя и снижает неполноту сгорания топлива в пусковой и послепусковой период (табл. 2).

Допускаем, что подача топлива осуществляется в конце такта сжатия за короткий промежуток времени. Струи топлива на выходе из сопел распылителей распадаются на капли, образуя топливные факелы, причем их объем увеличивается в результате испарения мелких частиц и подсасывания воздуха, находящегося

в камере сгорания. В процессе образования факелов происходит частичная сепарация капель по размерам. Мелкие капли быстрее затормаживаются, а крупные, обладающие большей кинетической энергией, продолжают полет, достигая стенок цилиндра, – конденсируются. Температура образовавшейся смеси на поверхности капли близка к температуре испарения, а на достаточном удалении – температуре заряда. Кроме того, на выходе из сопел распылителя поток топлива дросселируется, что сопровождается завихрением, трением, соударением между частицами топлива и молекулами воздуха, вызывая превращение части механической эксергии в теплоту. Выделившаяся теплота в зависимости от ее величины может частично компенсировать потери эксергии заряда воздуха на испарения и частично повышать эксергию горючей смеси. С увеличением давления впрыска следует ожидать повышения активности топливных факелов (увеличения доли мелких капель и повышения температуры при дросселировании).

Таблица 2

**Основные показатели топливного факела при разных тепловых режимах двигателя  
(конец такта сжатия, пуск)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Основные показатели									
	$c_p^T, \text{Дж/кг}\cdot\text{град}$	$\rho^T, \text{кг/м}^3$	$g_{ц}, \text{мг/цикл}$	$D_{r^T}, \text{Дж/цикл}$	$D_{п^T}, \text{Дж/цикл}$	$D_{н^T}, \text{Дж/цикл}$	$\sum_{i=1}^n D_{исп}, \text{Дж/цикл}$	$L^{тн}/g_{ц}, \text{Дж/мг}$	$L^{эн}/g_{ц}, \text{Дж/мг}$	$\sum_{i=1}^n D_{исп} / g_{ц}, \text{Дж/мг}$
-15	2,9	865	159,2	20,0	20,0	120,2	160,2	0,032	0,33	1,01
0	2,9	854	157,1	19,6	20,0	113,4	153,0	0,032	0,33	0,97
10	2,9	847	155,8	19,6	21,0	109,0	149,6	0,033	0,33	0,96
50	2,9	815	150,0	19,2	22,0	91,0	132,2	0,034	0,34	0,88
85	2,9	804	147,9	19,4	22,0	75,3	116,7	0,035	0,35	0,79

Известно, что началу окислительного процесса предшествуют потери эксергии заряда воздуха на нагрев ( $D_n$ ), испарение ( $D_p$ ) и перегрев ( $D_n$ ) паров топлива, поданного форсункой в камеру сгорания, до минимальной температуры самовоспламенения ( $T_s$ ) (табл. 2). Предполагается, что нагрев топлива может частично осуществляться в форсунках и частично в камере сгорания, а испарение и перегрев – только в камере сгорания. При этом суммарные потери эксергии заряда воздуха на нагрев, испарение и перегрев паров топлива ( $\sum_{i=1}^n D_{исп}$ ) определяются уравнением, приведенным в работе [4]. В форсунках топливо может нагреваться за счет теплопередачи от системы охлаждения двигателя и рабочего тела через поверхность распылителя, находящуюся в камере сгорания, а также от встроенных в форсунки электронагревательных элементов.

Потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива ( $D_n$ ) до средней температуры кипения в конце такта сжатия можно выразить в общем виде следующим уравнением:

$$D_n = E_{n\max}^T - E_{qж}^T - E_{qc}^T - E_{\text{Э}}^T, \quad (1)$$

где  $E_{n\max}^T$  – максимальная эксергия теплоты, необходимой для нагрева топлива до средней температуры кипения, Дж/цикл;  $E_{qж}^T$  – эксергия теплоты, подведенной от охлаждающей жидкости к топливу в форсунке, Дж/цикл;  $E_{qc}^T$  – эксергия теплоты, подведенной к топливу от рабочего тела, Дж/цикл;  $E_{\text{Э}}^T$  – эксергия теплоты, подведенной к топливу от электронагревателей, Дж/цикл.

При пуске без подогрева топлива  $E_{qж}^T$ ,  $E_{qc}^T$  и  $E_{\text{Э}}^T \approx 0$ . Тогда потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива до средней температуры кипения ( $T_{\text{кип}}$ ) будут максимальны, т.е.  $D_n = E_{n\max}^T$ , и, как показали экспериментальные исследования и результаты расчетов для двигателя Д-440, равны 120,2 Дж/цикл. С повышением теплового состояния двигателя потери эксергии заряда воздуха на нагрев топлива до температуры кипения снижаются со 120,2 до 75,3 Дж/цикл (табл. 2). Снижение потерь вызвано увеличением эксергии топлива в распылителе форсунки за счет подвода теплоты от системы охлаждения в виде  $E_{qж}^T$ .

Одновременно происходит снижение суммарных удельных потерь эксергии воздушного заряда на испарение одной весовой единицы цикловой подачи топлива. Например, при  $t_{ж}^r$

минус 15 °С потери составляли 1,01 Дж/мг, а с повышением температуры жидкости в головке до 85 °С практически линейно уменьшились до 0,79 Дж/мг.

Исследованиями установлено, что при температуре охлаждающей жидкости в головке блока минус 15 °С суммарные потери эксергии заряда воздуха на испарение  $\sum_{i=1}^n D_{исп}$  состоят из потерь на нагрев 75,0 %, испарение – 12,5 % и перегрев – 12,5 %.

Таким образом, основная доля потерь приходится на нагрев топлива до средней температуры кипения ( $T_{\text{кип}} = 253$  °С). Вполне очевидно, что с целью снижения перепада температур в камере сгорания на границе воздушного заряда и топливных факелов предварительная тепловая подготовка топлива в форсунке перед подачей его в камеру сгорания представляет научный и практический интерес.

Рассмотрим вариант пуска двигателя, оснащенного электроподогревом форсунок. В этом случае потери теплоты заряда воздуха на нагрев топлива до температуры кипения будут меньше на величину  $E_{\text{Э}}^T$ .

Следует отметить, что испытуемые нагреватели, установленные в штангах форсунок двигателя в силу недостаточного конструктивного и технологического совершенства, обеспечили только частичную предпусковую тепловую подготовку топлива (температура топлива повысилась на 115 °С) при  $t_{ж}^r$  минус 15 °С. Но даже в этом случае потери эксергии воздуха на нагрев топлива снизились на 51,7 Дж/цикл, или почти на 43 %. Одновременно снизились суммарные потери эксергии воздуха на испарение топливных факелов.

После предпусковой тепловой подготовки двигателя до  $t_{ж}^r = 85$  °С доля потерь на нагрев от общих суммарных снижается до 64,5 % и, соответственно, возрастает доля потерь на испарение до 16,6 % и перегрев пара до 18,9 %.

Условно можно выделить три основных варианта активации топливных факелов: за счет эксергии воздушного заряда в конце такта сжатия, за счет дополнительной эксергии (теплопередача от системы охлаждения и рабочего тела, электроподогрев топлива в форсунках), подведенной к топливу в системе топливоподачи; комбинированный, когда эксергия одновременно подводится к воздуху и топливу. При активации топлива за счет эксергии воздушного заряда суммарные потери

эксергии воздуха достигают максимума. Температура слоев воздуха, находящегося на границе топливных факелов, снижается, время прогрева топлива, поданного в камеру сгорания, возрастает, и, как следствие, ухудшаются пусковые качества двигателя и увеличивается количество несгоревшего топлива в пусковой и послепусковой период.

Практически такой вариант активации топлива реализуется при пуске двигателя с традиционной системой питания при давлении впрыска до 20 МПа, когда его тепловой режим соответствует температуре ОС.

При комбинированном варианте активация топливных факелов осуществляется как за счет эксергии воздушного заряда, так и за счет термомеханической эксергии топлива. Термомеханическая эксергия топлива включает в себя две составляющие: термическую и механическую. Термическая определяется температурой топлива на выходе из сопловых отверстий, а механическая – работой, затрачиваемой на впрыскивание топлива форсункой в камеру сгорания.

Комбинированный вариант характерен для пуска двигателей, которые оснащены системой подогрева топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания. Кроме того, этот вариант частично реализуется в послепусковой период прогрева, когда нагрев топлива в форсунке дополнительно осуществляется за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела через поверхность распылителя, находящуюся в камере сгорания.

Эксергию в системе топливо- и воздухоподачи можно условно разделить на отрицательную и положительную. Например, часть эксергии заряда воздуха, которая затрачивается на нагрев топливных факелов, считаем отрицательной. Подведенную (дополнительную) эксергию, которая включает в себя работу ТВНД, затрачиваемую на подачу топлива в камеру сгорания и его распыливание, эксергию от системы охлаждения и рабочего тела, а также от встроенных в форсунки нагревательных элементов, считаем положительной. Из литературных источников известно, что максимальная температура распылителя не должна превышать 250 °С. В противном случае возможны нарушения в его работе [6]. Даже если обеспечить полный нагрев топлива в каналах форсунки и распылителя до средней температуры кипения ( $T_{кип}$ ) с помощью нагре-

вательных элементов, то и в этом случае часть эксергии будет отрицательной, потому что испарение и перегрев паров топлива происходит только в камере сгорания и в основном за счет эксергии заряда воздуха.

Экспериментально-расчетным путем установлено, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда  $\left( K_3^B = \frac{L_{сж}}{g_{ц}} \right)$  находится

в пределах 4,8 Дж/мг и практически не зависит от повышения теплового состояния двигателя, а затраты на активацию топлива

$\left( K_3^T = \frac{\sum_{i=1}^n D_{исп}}{g_{ц}} \right)$  снижаются по мере повы-

шения температуры охлаждающей жидкости с 1,01 до 0,79 Дж/мг. Следует отметить, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда в значительной степени зависит от наличия систем подогрева воздуха на впуске и конструктивных особенностей двигателя, включая систему пуска.

При пуске двигателя без подогрева топлива в форсунках составляющие суммарных затрат на его испарение распределяются следующим образом: механическая составляющая эксергия ТВНД – 3,2 % и 96,8 % – за счет эксергии заряда воздуха. С частичным подогревом форсунок: 3,2 % – механическая составляющая ТВНД, 33,8 % – термическая эксергия электрического подогревателя и 63,0 % – за счет эксергии заряда воздуха [7].

Эксперименты показали, что дополнительный подогрев топлива в форсунках на 115 °С позволил снизить потери эксергии воздушного заряда в 1,33 раза.

С учетом ранее принятых ограничений попытаемся использовать эксергетический баланс систем топливо- и воздухоподачи для изучения внутрицилиндровых процессов в период послепускового прогрева (табл. 3).

Сразу после пуска регулятором ТВНД ограничивается цикловая подача топлива, при этом потери на его нагрев фиксируются на уровне 51 Дж/цикл, а затем в конце прогрева достигают 7,7 Дж/цикл. Снижение потерь происходит из-за увеличения эксергии топлива в распылителе за счет теплопередачи от системы охлаждения и рабочего тела, а также уменьшения цикловой подачи по мере повышения теплового состояния двигателя (табл. 3).

Таблица 3

**Параметры эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в послепусковой период  
(без подогрева топлива)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}^r,$ Дж/ цикл	$g_{ц}^r,$ мг/цикл	$E^b,$ Дж/ цикл	$E_{гж}^r,$ Дж/ цикл	$E_{гц}^r,$ Дж/цикл	$D_r^r,$ Дж/ цикл	$D_{п}^r,$ Дж/ цикл	$D_{н}^r,$ Дж/ цикл	$E_{нmax}^r,$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп},$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп} / q_{ц}^r,$ Дж/мг
-15	5,1	77,2	0	0	0	16,0	18,7	51,0	51,0	85,7	1,11
0	5,1	44,9	11	1,2	2,1	9,4	13,7	26,4	29,7	49,8	1,11
10	5,1	35,6	20	1,7	2,1	7,6	12,1	20,2	24,0	39,9	1,12
50	5,1	29,6	40	3,8	2,8	6,2	15,7	13,0	19,6	34,9	1,18
85	5,1	24,2	63	5,3	3,1	5,1	17,0	7,7	16,1	29,8	1,23

Удельные потери эксергии в первую минуту после холодного пуска соответствовали 1,11 Дж/мг. Практически до  $t_{ж}^r = 10 ^\circ\text{C}$  эти потери оставались постоянными, что объясняется большой неполнотой сгорания и, как следствие, повышенной цикловой подачей (табл. 3). Увеличение потерь на перегрев до 17,0 Дж/цикл по мере прогрева связано с повышением температуры конца сжатия  $T_c$  до  $500 ^\circ\text{C}$  (принятое значение основано на литературных данных).

Частичная предпусковая тепловая подготовка топлива в форсунках при температуре ОС минус  $15 ^\circ\text{C}$  в значительной мере влияет на абсолютные значения составляющих потерь и характер их протекания по мере прогрева двигателя (табл. 4).

Предпусковой подогрев топлива в форсунках в первоначальный момент времени прогрева снижает потери на нагрев с 51 до 17,2 Дж/цикл (табл. 3 и 4). Затем они несколько возрастают, что вызвано малой

мощностью нагревателей и относительно высокой цикловой подачей топлива на уровне 35...50 мг/цикл, и далее уменьшаются до 5,7 Дж/цикл.

Следовательно, при подогреве топлива в форсунках значительно снижаются потери эксергии воздушного заряда на нагрев, испарение и перегрев паров топлива, снижается задержка воспламенения. Кроме того, поскольку сокращается время на нагрев топлива после впрыска в камеру сгорания, то соответственно создаются возможности увеличения времени на испарение и перегрев. В результате появляются благоприятные условия для улучшения пусковых качеств, большей полноты сгорания топлива в послепусковой период, что подтверждается результатами экспериментальных исследований.

### Выводы

1. Экспериментальные исследования показали, что у двигателей, которые имеют тра-

Таблица 4

**Параметры эксергетического баланса систем топливо- и воздухоподачи в послепусковой период  
(с электроподогревом топлива в форсунке)**

$t_{ж}^r, ^\circ\text{C}$	Составляющие уравнения эксергетического баланса										
	$L_{тн}^r,$ Дж/ цикл	$g_{ц}^r,$ мг/цикл	$E^b,$ Дж/ цикл	$E_{гж}^r,$ Дж/ цикл	$E_{гц}^r,$ Дж/ цикл	$D_r^r,$ Дж/ цикл	$D_{п}^r,$ Дж/ цикл	$D_{н}^r,$ Дж/цикл	$E_{нmax}^r,$ Дж/цикл	$E_{гэ}^r,$ Дж/цикл	$\sum_{i=1}^n D_{исп},$ Дж/цикл
-15	5,1	77,2	0	0	0	10,4	12,0	17,2	32,8	15,6	39,6
0	5,1	44,9	11	1,01	1,8	7,8	11,4	19,0	24,6	2,8	38,2
10	5,1	35,6	20	1,5	1,9	6,9	11,0	16,1	21,8	2,3	34,0
50	5,1	29,6	40	3,6	2,6	5,8	14,7	10,5	18,3	1,6	31,0
85	5,1	24,2	63	5,0	2,9	4,8	16,0	5,7	15,0	1,4	26,5



диционную систему питания с давлением до 20 МПа, активация топлива осуществляется в основном (на 96,8 %) за счет эксергии заряда воздуха. При этом структура потерь эксергии заряда воздуха распределяется следующим образом: на нагрев топлива до средней температуры кипения – 75 %, на испарение – 12,5 % и 12,5 % – на перегрев паров топлива от общих суммарных затрат.

2. Подогрев топлива в форсунке на 115 °С снижает суммарные потери эксергии воздуха на активацию топлива на 33,8 %, что способствует улучшению пусковых качеств двигателя и снижению неполноты сгорания топлива в послепусковой период.

3. Экспериментально-расчетным путем установлено, что удельная энергообеспеченность воздушного заряда находится в пределах 4,8 Дж/мг и практически не зависит от повышения теплового состояния двигателя. В то же время затраты на активацию топлива по мере прогрева двигателя снижаются с 1,01 до 0,79 Дж/мг.

4. С повышением температуры охлаждающей жидкости в головке блока от минус 15 °С до плюс 85 °С работа, затрачиваемая на сжатие в цилиндре воздуха, превосходит суммарные затраты эксергии на испарение топлива в 4,8...6,0 раз, что, несомненно, способствует улучшению пусковых качеств двигателя и снижению неполноты сгорания топлива в пусковой и послепусковой период. Таким образом, высокий уровень энергообеспеченности заряда воздуха позволяет управлять качеством процесса смесеобразования в период пуска и послепускового прогрева путем изменения величины термомеханической составляющей эксергии топливных факелов.

### Литература

1. Чернышов Г.Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей. М.: Машиностроение, 1986. 216 с.
2. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструкция впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. 148 с.
3. Свиридов Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972. 224 с.

4. Крохта Г.М. Эксергетический метод и критерии оценки готовности дизельного двигателя к пуску // Вестн. НГАУ. 2012. № 1 (22). Ч. 2. С. 132–135.
5. Крохта Г.М. Особенности холодного пуска двигателя 6ЧН 13,0/11,5 и послепускового прогрева моторно-трансмиссионной установки трактора Т-150К // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 1. С. 31–35.
6. Гаврилов Б.Г., Гулин Е.И., Лесников А.П., Новиков Т.А. Химические основы термофорсирования двигателя // Железнодорожный подвижной состав. М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1963. Т. XXXVI. Вып. 2. С. 2498–2502.
7. Крохта Г.М. Особенности эксплуатации тракторов в условиях низких температур: монография / Новосиб. гос. аграр. ун-т, Инженер. ин-т. Новосибирск: ИЦ НГАУ «Золотой колос», 2017. 376 с.

### References

1. Chernyshov G.D. Rabochij process i teplotnoprjazhennost' avtomobil'nyh dizelej [Workflow and thermal stress of automotive diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 216 p.
2. Vihert M.M., Grudskij YU.G. Konstrukciya vpusknyh sistem bystrohodnyh dizelej [The design of the intake systems of high-speed diesel engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1982. 148 p.
3. Sviridov YU.B. Smeseobrazovanie i sgoranie v dizeilyah [Mixture formation and combustion in diesel engines]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1972. 224 p.
4. Krohta G.M. Exergy method and criteria for evaluating the readiness of a diesel engine to start. Vestn. NGAU. 2012. No 1 (22), chast' 2, pp. 132–135.
5. Krohta G.M. Features of cold start of the engine 6CHN 13.0 / 11.5 and post-start heating of the engine-transmission system of the T-150K tractor. Traktory i sel'hozmashiny. 2016. No 1, pp. 31–35.
6. Gavrilov B.G., Gulin E.I., Lesnikov A.P., Novikov T.A. The chemical basis of thermal acceleration of the engine. ZHeleznodorozhnyj podvizhnoj sostav. Moscow; Leningrad: Izd-vo AN SSSR Publ., 1963. Vol. XXXVI, vyp. 2, pp. 2498–2502.
7. Krohta G.M. Osobnosti ekspluatcii traktorov v usloviyah nizkih temperature [Features of operation of tractors at low temperatures: monograph]. Novosib. gos. agrar. un-t, Inzhener. in-t. Novosibirsk: IC NGAU «Zolotoj kolos» Publ., 2017. 376 p.