

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ДИЗЕЛЯХ НА РЕЖИМЕ ПУСКА

Докт. техн. наук, проф. КУХАРЕНКО Г. М., асп. МАРЧУК А. Н.

Белорусский национальный технический университет

Наиболее рациональным методом улучшения пусковых качеств дизелей до температур -10°C без применения средств облегчения пуска является применение двухфазного впрыскивания и обоснованный выбор параметров топливоподачи. Работа по определению параметров топливоподачи является основной в процессе подготовки холодного пуска дизеля без средств его облегчения [1]. Незначительная корректировка выбранных параметров топливоподачи позволяет обеспечить пуск и при более низких температурах, когда используются средства облегчения пуска, например свечи накаливания.

В основе предлагаемого метода лежат как эмпирические зависимости, полученные на основании практических исследований пуска, так и алгоритмы выбора параметров топливоподачи, разработанные на основе анализа моделирования процесса пуска при помощи математической модели [2]. Предлагаемый метод отличается возможностью начального выбора параметров топливоподачи без проведения дорогостоящих и длительных испытаний в камере холода и требует проведения нескольких проверочных пусков для возможной незначительной корректировки выбранных параметров. Дополнительным отличием являются оценка эффективности отдельных параметров топливоподачи и определенная обоснованная последовательность их выбора.

Выбор параметров должен быть направлен на выполнение трех основных условий успешного пуска:

- создание условий для воспламенения топлива при частоте прокручивания коленчатого вала электростартером;

- совершение работы газов, достаточной для преодоления сил сопротивления и начала разгона коленчатого вала;

- поддержание заданной динамики разгона коленчатого вала до частоты отключения стартовой топливоподачи без появления пропусков воспламенения.

Выбор параметров топливоподачи. Согласно предлагаемому методу выбор параметров топливоподачи в аккумуляторных системах топливоподачи с электронным управлением осуществляется в определенной циклической последовательности, обеспечивающей адекватность и взаимное согласование значений, определяющих заданные параметры пуска дизеля, обеспечивая его успешность.

Последовательность выбора основных параметров топливоподачи выглядит следующим образом:

- общая цикловая подача $G_{\text{ц}}$;
- величина цикловой подачи пилотного впрыскивания $g_{\text{ц}}$;
- давление в топливном аккумуляторе P_R ;
- момент начала пилотного впрыскивания топлива $\Theta_{\text{ц}}$;
- величина паузы ϕ_0 между основным и пилотным впрыскиванием.

Перед началом определения параметров топливоподачи на основании технических характеристик двигателя и нормативных документов определяются основные параметры пуска: минимальная температура, предельное время, характеристики топливной системы и алгоритма управления топливоподачей, технические данные двигателя и др.

В соответствии с указанными характеристиками задаются исходные данные для програм-

мы моделирования рабочего процесса, после чего можно непосредственно приступить к моделированию и выбору параметров топливоподачи.

Выполняя поэтапный выбор параметров топливоподачи, необходимо осуществлять проверку полученных значений на соответствие реальным возможностям системы топливоподачи двигателя.

Выбор общей величины цикловой подачи на режиме пуска. Основным условием выбора величины цикловой подачи на режиме пуска является необходимость совершения работы газов в цилиндрах двигателя, достаточной для преодоления сил сопротивления прокручиванию коленчатого вала и достижения заданной динамики в процессе его разгона. Величина же работы газов определяется в большой степени и другими параметрами топливоподачи, которые на данном этапе не определены. Поэтому целесообразно прибегнуть к упрощению и задать исходную величину цикловой подачи на режиме пуска в пропорциональной зависимости от цикловой подачи на номинальном режиме, которая может быть определена по предлагаемой эмпирической зависимости

$$G_{ц} = G_{ном} K_{эф} \frac{M_{сопр}}{M_t}, \quad (1)$$

где $G_{ном}$ – цикловая подача на номинальной мощности, мм³/цикл; $K_{эф}$ – параметр эффективности процесса сгорания при пуске; $M_{сопр}$ – момент сопротивления прокручиванию для фактической температуры пуска и частоты прокручивания, Н·м; M_t – то же для предельной температуры пуска и фактической частоты прокручивания, Н·м.

Зависимость (1) получена на основании практических и экспериментальных исследований, осуществленных при подготовке и выполнении настоящей работы.

Предлагаемый коэффициент зависит от параметров топливоподачи при фактической частоте вращения коленчатого вала и может быть определен из предлагаемого эмпирического выражения

$$K_{эф} = 1 - \frac{n_{тек}^2}{(K_{пр} n_{обр})^2}, \quad (2)$$

где $n_{тек}$ – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹; $n_{обр}$ – значение частоты отключения стартовой цикловой подачи для предельной температуры пуска без средств его облегчения, мин⁻¹; $K_{пр}$ – коэффициент, учитывающий эффективность топливоподачи при изменяющихся условиях пуска в процессе разгона коленчатого вала.

$K_{пр}$ находится в пределах 1,7–2,2. Указанные параметры были получены по результатам анализа расчетных значений среднего индикаторного давления p_i и времени задержки воспламенения пилотной и основной порций топлива для различных частот вращения. Величина коэффициента из приведенного диапазона обеспечивает незначительное снижение общей цикловой подачи и цикловой подачи пилотного впрыскивания по мере изменения частоты вращения. Большие значения принимают для параметров топливоподачи, обеспечивающих высокое среднее индикаторное давление и сокращение времени задержки воспламенения.

Произведя вычисления по (1) и (2), получаем поле значений цикловой подачи на режиме пуска для различных частот вращения коленчатого вала и температур пуска, которое для исследуемого дизеля 6ЧН 11,5/14 будет иметь вид, представленный на рис. 1.

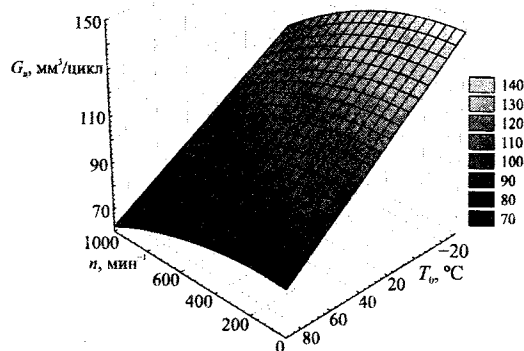


Рис. 1. Поле расчетных значений цикловой подачи $G_{ц}$ на режиме пуска исследуемого двигателя в зависимости от температуры пуска T_0 и частоты вращения коленчатого вала n

Как видно из рис. 1, цикловая подача растет с понижением температуры пуска, что связано с необходимостью преодоления возрастающего момента сопротивления прокручиванию, и снижается при росте частоты вращения. Указанное снижение позволяет осуществить плавное достижение минимальной частоты холостого хода

и обеспечить стабильность воспламенения топлива в процессе разгона коленчатого вала из-за снижения временного интервала, в течение которого температура свежего заряда достаточно высока для испарения большого количества топлива за незначительное время. Увеличение количества топлива с понижением температуры положительно сказывается на эффекте его накопления в камере сгорания и повышения фактической степени сжатия и как следствие — температуры газов в конце такта сжатия.

Выбор величины цикловой подачи пилотного впрыскивания. Выполненные практические и теоретические исследования показали высокую эффективность пилотного впрыскивания в процессе улучшения пусковых качеств дизельного двигателя рассматриваемого типа.

Величина цикловой подачи пилотного впрыскивания, в меньшей степени влияя на приращение работы, совершаемой газами в цилиндре двигателя, создает условия, обеспечивающие воспламенение основной порции топлива путем повышения температуры в камере сгорания в тех случаях, когда воспламенение неразделенной порции топлива либо затруднено, либо невозможно.

Исследованиями подтверждено, что эффективность использования пилотного впрыскивания зависит не только от величины впрыскиваемой порции, но и других определяющих параметров, таких как момент начала пилотного впрыскивания Θ_n , давление в топливном аккумуляторе P_R и момент начала основного впрыскивания Θ . Эти параметры на момент выбора $g_{ц}$ неизвестны, поэтому, как и в случае с $G_{ц}$, целесообразно воспользоваться упрощенной эмпирической зависимостью, определяющей отношение величины цикловой подачи пилотного впрыскивания к общей цикловой подаче:

$$g_{ц} = G_{ц} K_{п} K_{эф} \geq g_{\min}, \quad (3)$$

где $K_{п}$ — постоянный коэффициент, учитывающий базовый уровень отношения $g_{ц}$ к $G_{ц}$; $g_{\min}$ — минимально возможная величина впрыскивания, $\text{мм}^3/\text{цикл}$.

Для двигателей исследуемого типа $K_{п} = 0,04-0,12$. Расчет указанных значений основан на определении достаточного количества

пилотной порции для компенсации потерь теплоты и утечек свежего заряда на режиме пуска.

При $K_{п} = 0,08$, т. е. среднем из диапазона, и $g_{\min} = 2 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ поле значений цикловой подачи пилотного впрыскивания для исследуемого двигателя 6ЧН 11,5/14 будет иметь вид, представленный на рис. 2.

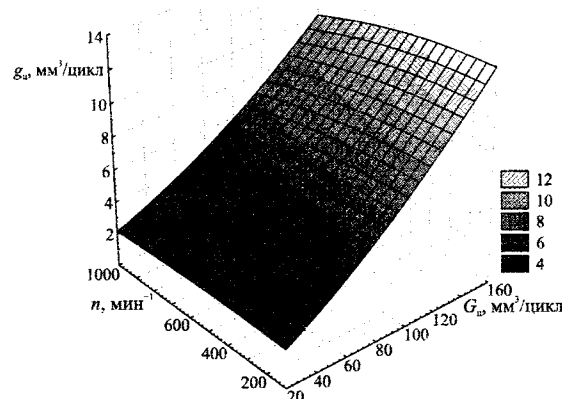


Рис. 2. Поле значений цикловой подачи $g_{ц}$ на режиме пуска исследуемого двигателя в зависимости от $G_{ц}$ и n

Выбор уровня давления в топливном аккумуляторе. Уровень давления в топливном аккумуляторе оказывает влияние на рабочий процесс на режиме пуска путем изменения следующих параметров:

- 1) размера капель впрыснутого топлива;
- 2) дальнобойности топливных факелов;
- 3) продолжительности и интенсивности подвода топлива в камеру сгорания для выбранных значений цикловой подачи.

Объективно оценить влияние первых двух факторов достаточно сложно. Общее влияние сводится к улучшению пусковых качеств при росте давления впрыскивания за счет увеличения числа капель с малыми размерами [3] и улучшения условий их испарения при одновременном ухудшении за счет роста дальнобойности топливных факелов и осаждении большого количества топлива на холодных стенках камеры сгорания [3] и ухудшения условий его испарения. Степень преобладания влияния одного из факторов определяется в основном пропускной способностью и количеством распыливающих отверстий. Так, для двигателей с малым значением пропускной способности повышение давления впрыскивания оказывает благоприятное воздействие, тогда как в обратном случае негативное воздействие увеличения

дальнобойности факелов сводит к нулю это улучшение.

Для определения величины P_R необходимо вычислить продолжительность впрыскивания, выраженную в градусах ПКВ, в зависимости от частоты вращения n и уровня давления в топливном аккумуляторе при заданной характеристике расхода распылителя.

Вычисленные значения продолжительности впрыскивания служат исходными данными для проведения моделирования и нахождения параметров рабочего процесса.

Оценка влияния давления топлива в зоне частот прокручивания на показатели рабочего процесса ведется по приемлемому минимальному значению задержки воспламенения пилотного впрыскивания при различной продолжительности впрыскивания τ_r для выбранной цикловой подачи и среднем Θ_n . Расчетные величины задержки воспламенения пилотного впрыскивания τ_n , выраженные в градусах ПКВ, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные величины τ_n , мс, двигателя 6ЧН 11,5/14 при температуре -10°C и $\Theta_n = 10$ град. ПКВ до ВМТ

τ_n		Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹					
		100	150	200	300	400	
град. ПКВ	10	19,7	13,9	9,5	6	5,2	
	9	16,7	11,6	7,9	5,4	4,9	
	8	13,8	9,5	6,5	4,8	4,7	
	7	11,1	7,5	5,3	4,4	4,5	
	6	8,7	5,9	4,5	4	4,4	
	5	6,5	4,5	3,8	3,7	4,2	
	4	4,6	3,5	3,3	3,5	4,2	
	3	3,2	2,8	2,9	3,5	4,2	
	2	2,2	2,4	2,9	3,5	4,3	
	1	2,3	2,7	3	3,7	4,5	

Анализ задержки воспламенения пилотного впрыскивания позволяет установить ряд минимальных значений для исследуемого двигателя и соответствующие им величины P_R по найденным продолжительностям впрыскивания. Так как на данной стадии параметры момента впрыскивания пилотной порции не определены, выбор давления для частоты вращения зоны разгона в большей степени определяется выполнением ограничений, накладываемых системой топливоподачи.

Значения заданного уровня давления на режиме пуска должны отвечать следующим ограничениям топливоподающей системы:

1) минимальное задаваемое значение давления в топливном аккумуляторе должно превышать с гарантированным запасом 3–5 МПа номинальное давление открытия иглы распылителя [4]. Для рассматриваемого двигателя $P_{R\min} = 25$ МПа;

2) изменение задаваемого уровня давления не должно превышать 10 МПа при увеличении частоты вращения на 100 мин⁻¹ и цикловой подачи на 10 мм³/цикл;

3) давление в зоне частоты отключения стартовой цикловой подачи не должно отличаться более чем на 10–15 МПа от области минимального значения холостого хода в карте задания давления в топливном аккумуляторе для основных режимов работы (90 МПа для исследуемого двигателя).

Выполнение указанных условий зачастую не позволяет выбирать значения P_R , обеспечивающие оптимальное сочетание значений задержки воспламенения основного впрыскивания и среднего индикаторного давления в зоне разгона коленчатого вала. Исследования показывают, что такой выбор вполне допустим, так как воспламенение основной порции в большей степени гарантируется значительно улучшенными условиями воспламенения, а недостаточный уровень p_i может быть компенсирован при последующем выборе Θ и Θ_n .

Расчетное поле значений давления в топливном аккумуляторе P_R на режиме пуска для исследуемого двигателя 6ЧН 11,5/14 представлено на рис. 3.

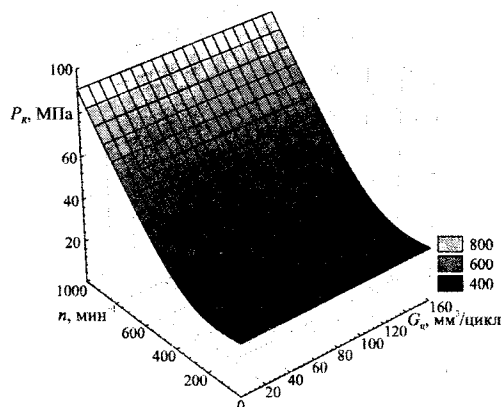


Рис. 3. Поле значений давления в топливном аккумуляторе на режиме пуска исследуемого двигателя в зависимости от G_d и n

Определив фактические значения давления в топливном аккумуляторе, вычисляем фактические продолжительности основного впрыскивания, которые используются для дальнейших расчетов.

Выбор момента начала пилотного впрыскивания. Основным критерием выбора УОВТ пилотного впрыскивания Θ_n при заданной цикловой подаче является успешное воспламенение подаваемого топлива как с максимальным приращением температуры смеси, так и с расширением периода ПКВ с температурой, достаточной для воспламенения основной порции, что особенно важно для режима разгона коленчатого вала. При этом указанный период, выраженный в градусах ПКВ, должен обеспечивать как воспламенение основной порции топлива, так и возможность корректировки Θ для получения достаточного уровня положительной работы газов в цилиндре двигателя путем повышения p_i .

Успешное воспламенение топлива напрямую зависит от температуры воздушного заряда, с которым оно соприкасается после впрыскивания, и следовательно, выбор Θ_n на режиме пуска должен быть согласован с этим значением.

Так как температурный максимум процесса сжатия ввиду теплообмена со стенками камеры сгорания находится до ВМТ (рис. 4), то и Θ_n будет углом, определяющим расстояние до ВМТ, выраженное в градусах ПКВ.

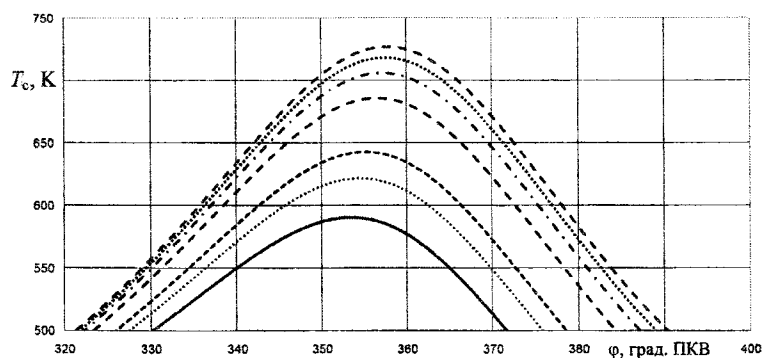


Рис. 4. Расчетные значения температуры свежего заряда в тактах сжатия-расширения исследуемого двигателя при различных величинах частоты вращения коленчатого вала n : 1 - $n = 100 \text{ мин}^{-1}$; 2 - 150; 3 - 200; 4 - 400; 5 - 600; 6 - 800; 7 - $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Наиболее рациональный способ определения периода с температурой заряда, достаточ-

ной для воспламенения, – проведение моделирования процесса сжатия для различных частот вращения коленчатого вала с расчетом значения температуры свежего заряда. Результаты моделирования для исследуемого двигателя приведены на рис. 4.

Полученные значения температуры заряда в конце такта сжатия позволяют определить разумные пределы моделирования для Θ_n .

С ростом частоты вращения происходит расширение температурного коридора достаточных для воспламенения топлива значений T_c , выраженного в градусах ПКВ, и одновременное снижение его временного интервала (рис. 5).

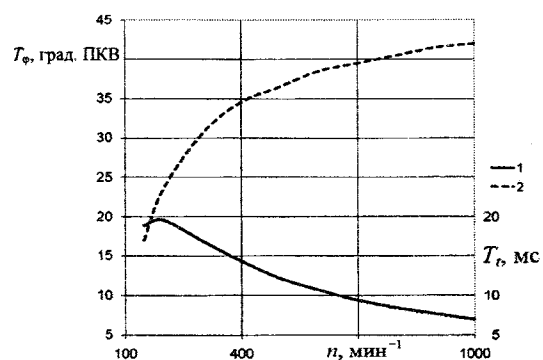


Рис. 5. Значения интервала температур свежего заряда выше 600 K при различных n : 1 – угловой; 2 – временной интервалы

Другими словами, топливо контактирует с зарядом, нагретым до более высокой температуры, но менее продолжительное время.

Так как оценить косвенное влияние параметров заряда на возможность воспламенения пилотной порции трудно, целесообразно вычислить значения задержек воспламенения топлива для различных Θ_n и частот вращения коленчатого вала при полученных после выбора P_R продолжительностях впрыскивания. Указанные параметры представлены в табл. 2.

Для выполнения дальнейших вычислений полученные величины периода задержки воспламенения должны быть пересчитаны в значение угла поворота коленчатого вала.

Таблица 2

Расчетные значения времени задержки воспламенения пилотной порции τ_n , мс, для исследуемого двигателя

τ_n	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
330	20,7									
332	16,5	11,5								
334	13,2	9,1	7,8							
336	10,7	7,3	6,2	5,7						
338	8,7	5,9	5,0	4,6	4,3					
340	7,3	4,9	4,2	3,8	3,5	3,4				
342	6,2	4,1	3,4	3,2	2,9	2,8	2,7	2,6		
344	5,3	3,7	2,9	2,7	2,5	2,4	2,3	2,3	2,2	2,2
346	4,5	3,0	2,6	2,3	2,2	2,1	2,0	1,9	1,9	1,9
348	4,2	2,7	2,3	2,1	1,9	1,8	1,8	1,7	1,7	1,7
350	3,8	2,5	2,1	1,9	1,8	1,7	1,6	1,6	1,5	1,5
352	3,7	2,3	1,9	1,8	1,6	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4
354	3,5	2,3	1,8	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3
356	3,5	2,3	1,8	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3
358	3,5	2,2	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2
360	3,7	2,3	1,8	1,6	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2
362	3,8	2,3	1,8	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,3	1,3
364	4,3	2,5	1,9	1,8	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4	1,3
366	4,8	2,8	2,2	1,9	1,7	1,6	1,5	1,5	1,4	1,4
368	5,8	3,1	2,4	2,1	1,9	1,8	1,7	1,6	1,6	1,5
370	7,0	3,7	2,8	2,4	2,2	2,0	1,9	1,8	1,8	1,7

Далее путем сложения момента начала впрыскивания и задержки воспламенения, выраженной в градусах ПКВ, определяются фактические углы воспламенения пилотной порции $\Phi_{вп}$ (табл. 3), что может служить отправной точкой для выбора паузы между впрыскиваниями.

Анализ показывает, что с ростом частоты вращения происходит уменьшение времени задержки воспламенения пилотной порции с увеличением ее интервала, выраженного в градусах ПКВ. Это в конечном итоге приводит к постепенному смещению фактических величин угла воспламенения пилотной порции в направлении ВМТ. Также с ростом частоты вращения сужается область значений моментов начала пилотного впрыскивания, обеспечивающих воспламенение. Область минимальных значений задержки воспламенения пилотного впрыскивания располагается до ВМТ на всех частотах рассматриваемого диапазона.

Выбор Θ_n пилотного впрыскивания для малых частот вращения базируется на необходи-

мости обеспечения гарантированного воспламенения пилотной порции, с одной стороны, но и обеспечения наилучших условий для воспламенения основной порции в пределах, гарантирующих получение достаточной величины работы газов в цилиндре, с другой. Начиная с минимальной частоты вращения за Θ_n принимается угол из пологой области минимальных значений задержки воспламенения (табл. 2) при достаточном удалении от ВМТ фактического угла воспламенения (табл. 3) для выбранного Θ_n . Такой подход обеспечивает устойчивость воспламенения выбранным значением Θ_n для отличных от моделируемых условий воспламенения, объясняемых разбросом качества изготовления компонентов двигателя и различной степенью их износа. Для каждого последующего значения частоты вращения Θ_n выбирается из условия примерного равенства значений времени задержки воспламенения предыдущего и последующего значений частоты вращения. Дополнительным условием является постоянство значения угла воспламенения топлива (табл. 3).

Таблица 3

Расчетные значения $\Phi_{вп}$, град. ПКВ

$\Phi_{вп}$	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
330	342,4									
332	341,9	345,8								
334	341,9	344,9	348,1							
336	342,4	344,8	347,2	349,7						
338	343,2	345,1	347,0	349,0	351,0					
340	344,4	345,9	347,5	349,0	350,6	352,2				
342	345,7	346,9	348,2	349,6	350,8	352,1	353,4	354,7		
344	347,2	348,4	349,3	350,4	351,6	352,6	353,7	354,8	355,8	356,9
346	348,7	349,6	350,6	351,6	352,5	353,5	354,4	355,3	356,2	357,2
348	350,5	351,2	352,1	353,0	353,8	354,6	355,5	356,2	357,1	357,9
350	352,3	353,0	353,7	354,5	355,3	356,0	356,8	357,5	358,2	358,9
352	354,2	354,7	355,5	356,2	356,9	357,6	358,3	359,0	359,7	360,2
354	356,1	356,7	357,3	357,9	358,6	359,3	359,9	360,6	361,2	361,9
356	358,1	358,7	359,2	359,8	360,4	361,1	361,7	362,3	363,0	363,6
358	360,1	360,6	361,2	361,8	362,4	363,0	363,6	364,2	364,8	365,4
360	362,2	362,7	363,2	363,8	364,4	365,0	365,6	366,2	366,8	367,4
362	364,3	364,8	365,3	365,9	366,5	367,2	367,8	368,4	369,0	369,6
364	366,6	367,0	367,5	368,2	368,8	369,4	370,1	370,7	371,3	371,9
366	368,9	369,3	369,9	370,5	371,2	371,8	372,5	373,1	373,8	374,5
368	371,5	371,7	372,4	373,0	373,7	374,4	375,1	375,8	376,5	377,2
370	374,2	374,4	375,1	375,8	376,5	377,3	378,0	378,8	379,6	380,3

С ростом частоты вращения может наступить ситуация, при которой выполнение вышеописанных условий будет невозможно ввиду указанного сокращения области момента начала впрыскивания, ведущего к воспламенению. В таком случае выбираются Θ_n с максимальным удалением от ВМТ угла воспламенения пилотной порции, равноотстоящие от границы предельных моментов воспламенения на 3–4 градуса ПКВ (табл. 2), играющие роль гарантирующего запаса.

Практические и расчетные исследования показывают отсутствие необходимости корректировки величины Θ_n для $g_{ц}$, отличных от фактического значения используемого для предельной температуры пуска без средств его облегчения. Это связано с тем, что при меньших значениях $g_{ц}$, которые назначаются для более высоких температур пуска, условия пуска значительно улучшаются, как при активации свечей накаливания, и для больших значений $g_{ц}$, которые принимаются для температур ниже -10°C .

Пример выбора значений Θ_n для рассматриваемого двигателя представлен в табл. 4.

Таблица 4

Расчетные значения Θ_n

$n, \text{мин}^{-1}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$\Theta_n, \text{град. ПКВ}$	12	14	16	18	18	16	14	14	12	12

Выбор паузы между пилотным и основным впрыскиваниями. Определение паузы между окончанием пилотного и началом основного впрыскивания выполняется при помощи моделирования процесса сгорания с выбранными Θ_n , $g_{ц}$, $G_{ц}$ и различными значениями ϕ_0 для всего ряда частот вращения на режиме пуска. При моделировании рассчитываются время задержки воспламенения основной порции топлива τ , угол опережения воспламенения основной порции топлива Θ_b и среднее индикаторное давление p_i . Результаты моделирования представлены в табл. 5.

На начальном этапе для выбранных пределов моделирования определялись значения ϕ_0 , при которых задержка воспламенения, выраженная в градусах ПКВ, не превышает задержку воспламенения пилотной порции на том же режиме. Таким образом обеспечивался принцип равных возможностей воспламенения для основной и пилотной порций.

В пределах указанной области определялись значения ϕ_0 , для которых величина p_i , а следовательно, и совершаемая работа газов в цилиндре двигателя имеют максимальные значения (табл. 5).

Таблица 5

Значения p_i , МПа, при двухфазном впрыскивании

p_i		Частота вращения коленчатого вала $n, \text{мин}^{-1}$									
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
ф ₀ , град. ПКВ	4	1,013	1,137	1,346	1,154	1,185	1,206	1,245	1,254	1,26	1,262
	5	1,008	1,231	1,319	1,149	1,178	1,204	1,243	1,253	1,26	1,263
	6	1,026	1,233	1,302	1,244	1,196	1,24	1,259	1,251	1,259	1,262
	7	1,257	1,28	1,305	1,42	1,336	1,356	1,371	1,317	1,324	1,3
	8	1,254	1,331	1,325	1,414	1,435	1,442	1,43	1,419	1,411	1,368
	9	1,244	1,338	1,375	1,412	1,437	1,443	1,433	1,428	1,405	1,393
	10	1,215	1,347	1,402	1,433	1,436	1,441	1,435	1,422	1,401	1,387
	11	1,099	1,303	1,414	1,51	1,444	1,464	1,457	1,433	1,423	1,401
	12	1,091	1,239	1,397	1,531	1,504	1,564	1,555	1,461	1,473	1,411
	13	1,083	1,232	1,353	1,538	1,514	1,572	1,562	1,498	1,469	1,471
	14	1,077	1,225	1,427	1,531	1,52	1,581	1,56	1,502	1,473	1,463
	15	1,071	1,22	1,424	1,476	1,522	1,584	1,563	1,497	1,475	1,469
	16	1,066	1,196	1,419	1,477	1,508	1,555	1,536	1,503	1,477	1,472
	17	1,061	1,188	1,328	1,477	1,508	1,556	1,539	1,498	1,468	1,483

По результатам анализа значений p_i был осуществлен выбор φ_0 .

При примерном равенстве величин p_i для различных φ_0 предпочтение отдается φ_0 , при которых τ имеет минимальное значение (табл. 5).

Пример выбора φ_0 для двигателя 6ЧН 11,5/14 представлен в табл. 6.

Таблица 6

Расчетные значения φ_0

n , мин ⁻¹	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
φ_0 , град. ПКВ	7	9	11	13	15	15	15	16	16	17

Пробные пуски и корректировка выбранных параметров топливоподачи. Предлагаемый метод выбора параметров топливоподачи подразумевает обязательное проведение проверочных пусков в камере холода по методике, изложенной в [5]. На данной стадии дается оценка эффективности выбранных значений для расчетной температуры пуска и выполняется их корректировка, если это необходимо. Дополнительно выполняются пуски для более низких температур с применением средств облегчения пуска. Экспериментальные значения давления в конце такта сжатия, максимального давления сгорания, начальной частоты прокручивания, фактического угла опережения топливоподачи и другие сравниваются с исходными данными моделирования, после чего последние могут быть уточнены для получения более достоверных результатов.

На заключительной стадии проводятся два проверочных пуска двигателя в составе автомобиля при предельных температурах с применением и без применения средств облегчения пуска.

Практическая реализация. Выбранные при помощи предлагаемого метода параметры топливоподачи используются программой управления топливной системой двигателя 6ЧН 11,5/14, который серийно выпускается ОАО «Минский моторный завод» и устанавливается на грузовые автомобили ОАО «Минский автомобильный завод». Проведенная работа позволила значительно улучшить пусковые качества указанного двигателя, что было неоднократно подтверждено в реальных условиях эксплуатации.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод определения пусковых качеств дизельного двигателя при температурах до -10°C без средств облегчения пуска. Метод отличается от известных введением двухфазного впрыскивания на режиме пуска, обоснованием последовательности выбора параметров топливоподачи и выделением расчетных параметров оценки процесса пуска. Метод обеспечивает обоснованное определение параметров топливоподачи, гарантирующих улучшение пусковых характеристик дизелей исследуемого типа и сокращение времени реальных испытаний в камере холода.

2. По результатам моделирования рабочего процесса предложены и обоснованы расчетные параметры эффективности отдельных показателей топливоподачи, позволяющие проводить количественную оценку влияния процесса топливоподачи на пусковые характеристики двигателя.

3. В соответствии с предлагаемым методом на основании результатов расчета задержки воспламенения и среднего индикаторного давления, а также обобщения результатов расчетных и экспериментальных исследований произведен выбор параметров топливоподачи исследуемого двигателя, которые используются в программном обеспечении электронных блоков управления серийно выпускаемой продукции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Системы управления дизельными двигателями / пер. с нем. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
2. Марчук, А. Н. Математическая модель рабочего процесса дизеля при пуске: сб. науч. ст. Междунар. науч.-практ. конф. / А. Н. Марчук, А. Н. Петрученко. – Минск: БНТУ, 2010. – С. 193–197.
3. Кухаренок, Г. М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г. М. Кухаренок. – Минск: БГПА, 1999. – 180 с.
4. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учеб. для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
5. Кухаренок, Г. М. Экспериментальная установка для исследования пусковых качеств дизелей с электронным управлением топливоподачи / Г. М. Кухаренок, А. Н. Марчук // Вестник Всеукраинского национального университета им. В. Даля. – 2010. – № 6. – С. 80–84.

Поступила 03.11.2010