

УЛУЧШЕНИЕ ПУСКОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЕЙ ТИПА ЧН15/18 ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАСЛОВПРЫСКА

А.А. Малоземов, К.В. Роднов, А.С. Шикин, В.Н. Бондарь

Проведены расчетно-теоретические и экспериментальные исследования пусковых характеристик дизеля типа ЧН15/18 с системой впрыска масла в цилиндры. Разработана математическая модель состояния рабочего тела в камере сгорания дизеля на режиме пуска. Сформулированы рекомендации по совершенствованию конструкции двигателя.

The article provides the results of calculation, theoretical results and experimental researches of Ch15\18 type diesel engines starting characteristics with the system of oil injection into cylinders. It presents the elaborated mathematical model of the working medium's condition in the combustion chamber of the diesel engine at the starting mode. The article suggests the engine design improvement guidelines.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Существенную роль в обеспечении конкурентоспособности техники играет время, необходимое для приведения силовых установок в рабочее состояние, на заправку горюче-смазочных материалов, подготовительные операции, прогрев и пуск двигателя. Основной составляющей этого времени является продолжительность пуска двигателя, которая при низких температурах окружающей среды определяет способность машин выполнять свои функции.

Проблема пуска дизеля актуальна, в первую очередь, при пониженных температурах окружающего воздуха, так как в результате снижения температуры начала сжатия, увеличения утечек воздуха в зазоре между поршнем и цилиндром, повышения вязкости масла и, как следствие, уменьшения частоты прокручивания коленчатого вала, понижается температура рабочего тела в конце такта сжатия до значений, при которых невозможно самовоспламенение топлива.

Один из способов улучшения пусковых характеристик, заключается в снижении потерь массы рабочего тела на такте сжатия за счет впрыска масла в камеру сгорания. Кроме уплотнения зазора, масло смазывает трущиеся поверхности цилиндрико-поршневой группы, тем самым уменьшая сопротивление прокручиванию коленчатого вала и снижая износ деталей. Для дизелей типа ЧН15/18 особенности функционирования системы масловпрыска изучены недостаточно, что затрудняет дальнейшее развитие систем облегчения пуска на ее основе.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

В рамках исследования пусковых характеристик дизеля типа ЧН15/18 с системой масловпрыска была предложена математическая модель состояния рабочего тела в камере сгорания дизеля на режиме пуска сжатым воздухом, основанная на системе дифференциальных уравнений массового и энергетического баланса рабочего тела и включающая подмодель утечек воздуха через зазор между поршнем и цилиндром и подмодель системы воздушного пуска. Методологическую основу синтеза рабочего цикла двигателя при прокручивании коленчатого вала сжатым воздухом на пусковых режимах составляет система уравнений [1]:

$$\frac{dT}{d\tau} = \left(\frac{dQ_w}{d\tau} + \frac{dQ_n}{d\tau} \frac{dQ_m}{d\tau} \frac{dL}{d\tau} + u \frac{dG}{d\tau} \right) \frac{1}{C_v G},$$

$$\frac{dG}{d\tau} = \frac{dG_n}{d\tau} \frac{dG_m}{d\tau} \frac{dG_p}{d\tau} + \frac{dG_e}{d\tau}, \quad (1)$$

$$P = \frac{GRT}{V}.$$

где T , P , V , G – текущие температура, давление, объем и масса рабочего тела, соответственно, dQ_w – элементарное количество энергии, подведенное к рабочему телу (или отведенное от него) в процессе теплообмена со стенками цилиндра, dQ_n – элементарное количество энергии, подведенное к рабочему телу (или отведенное от него) в процессе наполнения цилиндра, dQ_m – элементарное количество энергии, подведенное к рабочему телу (или отведенное от него) в процессе очистки цилиндра, dL – элементарная работа цикла, u – удельная внутренняя энергия рабочего тела, dG_n – элементарное количество

УЛУЧШЕНИЕ ПУСКОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЕЙ ТИПА ЧН15/18 ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАСЛОВАПРЫСКА

воздуха, поступившего в цилиндр через впускной клапан, dG_m – элементарное количество воздуха, вышедшего из цилиндра через выпускной клапан, C_v – удельная теплоемкость воздуха, dG_p – элементарное уменьшение массы рабочего тела вследствие утечки через зазор между поршнем и цилиндром; dG_s – элементарное увеличение массы рабочего тела вследствие подачи сжатого воздуха, R – универсальная газовая постоянная.

Теплопотери через стенки цилиндра рассчитываются с использованием упрощенного варианта уравнения Вошни, в котором не учитывается радиационный теплообмен:

$$\alpha_T = 110 \cdot \frac{P^{0,8} \cdot w^{0,8}}{T^{0,53} \cdot D_p^{0,2}}, \quad (2)$$

где w – суммарная скорость газов в цилиндре, м/с, D_p – диаметр поршня (цилиндра), м.

Для учета влияния сложной геометрии зазора между поршнем, цилиндром и поршневыми кольцами, наличия в зазоре масла, сложного характера гидродинамических процессов и других факторов, которые невозможно оценить в рамках нульмерной математической модели, предлагается введения в модель величины «эквивалентного зазора»

[2, 3]. При этом утечки воздуха через «эквивалентный зазор» определяются из уравнения

$$\frac{dG_p}{d\varphi} = \frac{\sqrt{1000} \mu f P_1}{6n \sqrt{RT_1}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{P_f}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_f}{P_1} \right)^{1+1/k} \right]}, \quad (3)$$

где μf – площадь «эквивалентного зазора», P_1 , T_1 – давление и температура газов перед сечением, P_f – условное давление в минимальном сечении, k – показатель адиабаты.

Площадь «эквивалентного зазора», описываемая величиной μf , может быть заменена произведением

$$\mu f = \pi D_p d_p, \quad (4)$$

где d_p – эквивалентный зазор между поршнем и цилиндром.

Математическая модель была реализована в виде программы на языке Basic в среде Visual Basic for Application. Для подготовки исходных данных и вывода результатов использовалось приложение Excel. Структурная схема алгоритма программы для расчета индикаторных показателей процесса прокручивания дизеля на режиме пуска приведена на рисунке 1.

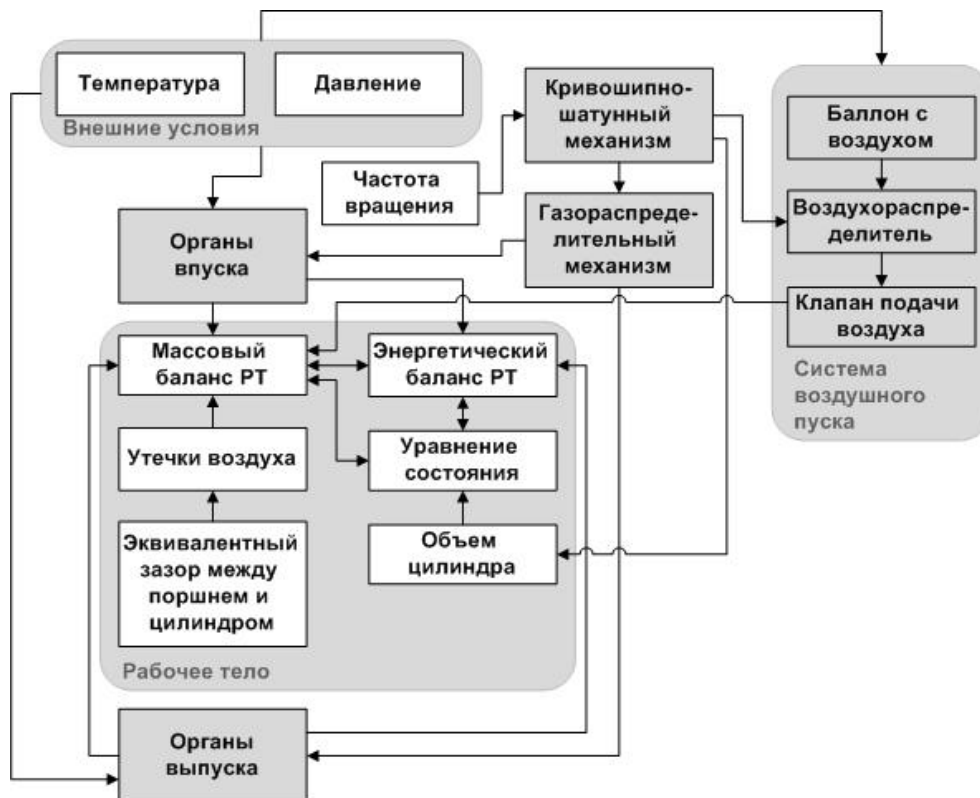


Рисунок 1 – Структурная схема алгоритма программы для расчета индикаторных показателей процесса прокручивания дизеля на режимах пуска

Достоинствами предлагаемой методики являются:

- расчетная система является полностью замкнутой, дифференциальной, что позволяет рассчитывать нестационарные режимы и процессы;
- в ходе расчета учитывается текущее состояние рабочего тела;
- имеется возможность определения утечек рабочего тела через зазор между поршнем и цилиндром с учетом его геометрических параметров, наличия масла, текущих значений характеристик рабочего тела;
- математическая модель является универсальной, может быть использована для расчета дизелей с воздушной и электростартерной системами пуска, а также с пусковым двигателем, с различными средствами тепловой подготовки и облегчения пуска, как

пусковых, так и рабочих режимов (при наличии подмодели горения топлива).

С использованием математической модели проведен расчетно-теоретический анализ влияния различных факторов на пусковые характеристики дизеля с масломпрыском.

Доля тепловых потерь через стенки камеры сгорания составляет небольшую часть теплового баланса (0,5 % от работы цикла) и влияние масляной пленки на температуру и давление рабочего тела при сжатии может не учитываться (рисунок 2). Это объясняется незначительной разницей температур рабочего тела (198...641 К) и стенок камеры сгорания (средняя – 287 К). С другой стороны, доля тепла вносимого с воздухом системы воздушного пуска значительна (68 % от работы цикла) и должна учитываться при расчете.

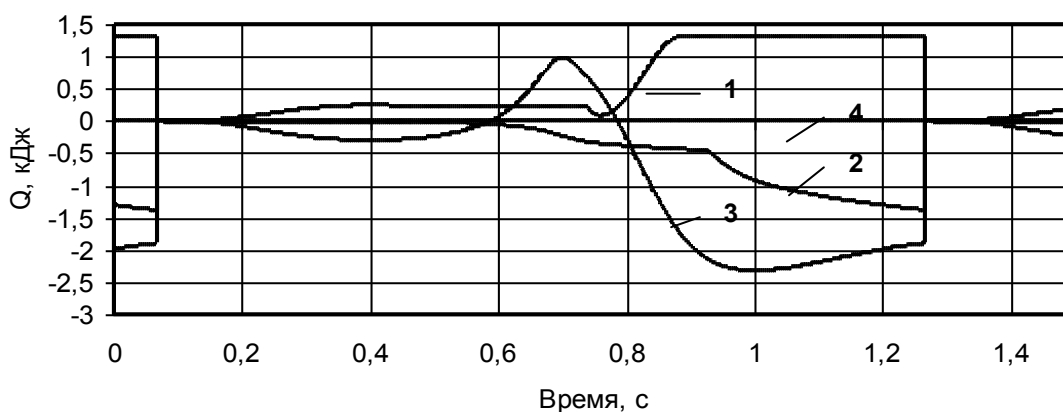


Рисунок 2 – Тепловой баланс рабочего тела в камере сгорания дизеля при прокручивании коленчатого вала (интегральная характеристика) ($t_0 = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $n = 100\text{ мин}^{-1}$): 1 – тепло поступающее с воздухом (через впускные клапаны и пусковое устройство); 2 – тепло уходящее с воздухом (через выпускные клапаны и с утечками); 3 – работа цикла; 4 – теплопотери теплопередачей через стенки камеры сгорания

Из характеристики массового баланса рабочего тела при прокручивании коленчатого вала следует, что вследствие запаздывания закрытия впускного клапана, масса рабочего тела уменьшается на 9 %, а из-за утечек на такте сжатия еще на 24 % по сравнению с «идеальным вариантом» без утечек.

В период впуска имеет место обратное движение воздуха из картера двигателя в камеру сгорания через зазор между поршнем и цилиндром (рисунок 2) вследствие того, что в камере сгорания создается разрежение. В процессе сжатия утечки нарастают, максимум скорости утечек соответствует максимальному давлению сжатия. При подаче в цилиндр сжатого воздуха скорость утечек заряда возрастает, а после открытия выпускного клапа-

на начинает уменьшаться. Флуктуации дифференциальной характеристики давления (рисунок 3) соответствуют характерным точкам открытия и закрытия клапанов, начала и окончания подачи воздуха.

Со снижением температуры окружающего воздуха на каждые $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, максимальная температура сжатия уменьшается на $21,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, а максимальное давление сжатия (вследствие роста плотности воздуха) увеличивается на $38,6\text{ кПа}$. Впрыск масла позволяет снизить минимальную температуру пуска дизеля примерно на $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рисунок 4).

При увеличении величины эквивалентного зазора на каждые $0,01\text{ мм}$, максимальная температура сжатия уменьшается на $12,5\text{...}15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, а давление на $148\text{...}153\text{ кПа}$,

УЛУЧШЕНИЕ ПУСКОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЕЙ ТИПА ЧН15/18 ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАСЛОВПРЫСКА

соответственно, температура окружающей среды при которой может быть обеспечен надежный пуск уменьшается на 14...17 °С.

Охлаждающее влияние пускового воздуха проявляется в некотором увеличении T_c (на 5 °С при температуре воздуха на впуске 20 °С).

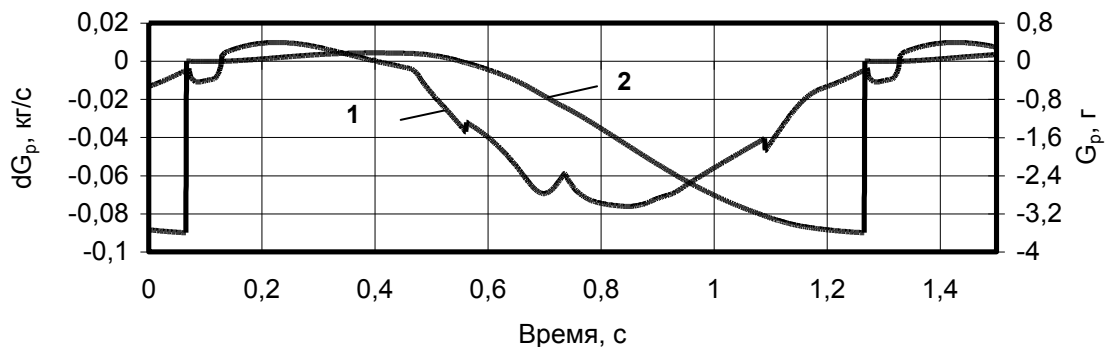


Рисунок 3 – Утечки рабочего тела через зазор между поршнем и цилиндром: 1 – дифференциальная характеристика; 2 – интегральная характеристика

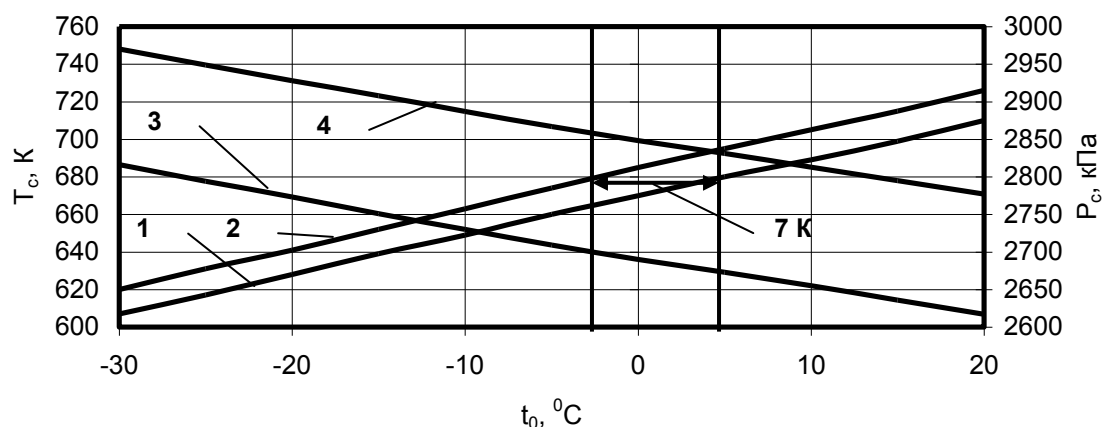


Рисунок 4 – Зависимость температуры и давления сжатия от температуры окружающей воздуха ($n=100 \text{ мин}^{-1}$): 1 – T_c без впрыска масла; 2 – P_c без впрыска масла; 3 – T_c с впрыском масла; 4 – P_c с впрыском масла

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

Были проведены экспериментальные исследования процесса прокручивания коленчатого вала и пуска дизеля типа ЧН15/18, оборудованного масловпрыском и подогревателем впускного воздуха в «климатической камере» ОАО «НИИ автотракторной техники» в условиях пониженных температур окружающей среды.

«Климатическая» камера (габаритные размеры (Д х Ш х В) – 5 х 5 х 2,7 м, объем камеры 67,5 м³) обеспечивает минимальную температуру окружающей среды -55 °С, максимальная отводимая от объекта испытаний тепловая мощность в условиях теплового баланса – 130 кВт. Объект испытаний, с уста-

новленными датчиками, устанавливался на перекатной стенд, помещался в камеру и подсоединялся к измерительным системам стенда.

Вид устройства масловпрыска приведен на рисунке 5.

Методика испытаний и характеристики используемых измерительных приборов соответствовали действующим нормативно-техническим документам.

В ходе прокручивания записывались осциллограммы давления рабочего тела в цилиндре дизеля, и характерных точках системы воздушного пуска. Фрагмент экспериментальной осциллограммы совмещенной с расчетной диаграммой показан на рисунке 6.

ВЫВОДЫ

Ниже приведены основные выводы по результатам экспериментальных исследований.

1. Подача масла в цилиндры двигателя при температуре -20°C пусковым устройством с помощью устройства масловпрыска способствует уплотнению зазора «поршень-цилиндр» при пуске (рисунок 7).

2. Вынос масла из резервуара устройства масловпрыска (УМВ) при температуре -20°C составляет 65...70 г за 5 с прокручивания двигателя, что приводит к увеличению давления в цилиндре на 0,1 МПа, вынос масла 100...140 г обеспечивается за 10 с прокручивания, при этом давление в цилиндре увеличивается на 0,2...0,25 МПа (рисунок 8).

3. Максимум давления сжатия достигается при выносе масла 10...12 г/цилиндр (рисунок 9), дальнейшее увеличение количества впрыскиваемого масла не ведет к увеличению максимальных давлений и температур сжатия.

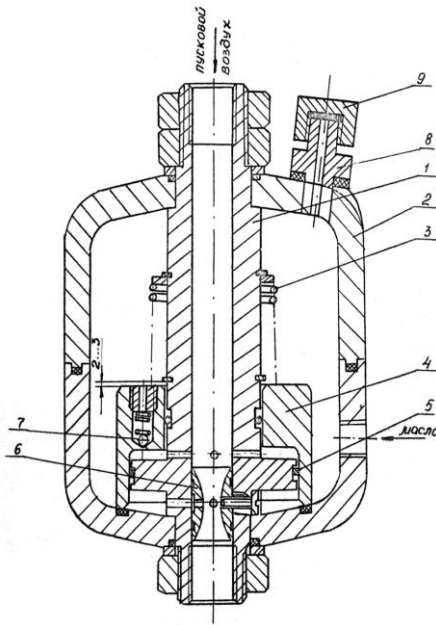


Рисунок 5 – Устройство масловпрыска: 1 – стержень; 2 – резервуар для масла; 3 – пружина; 4 – поршень; 5 – уплотнительные кольца; 6 – диффузор; 7 – клапан; 8 – штуцер; 9 – заглушка

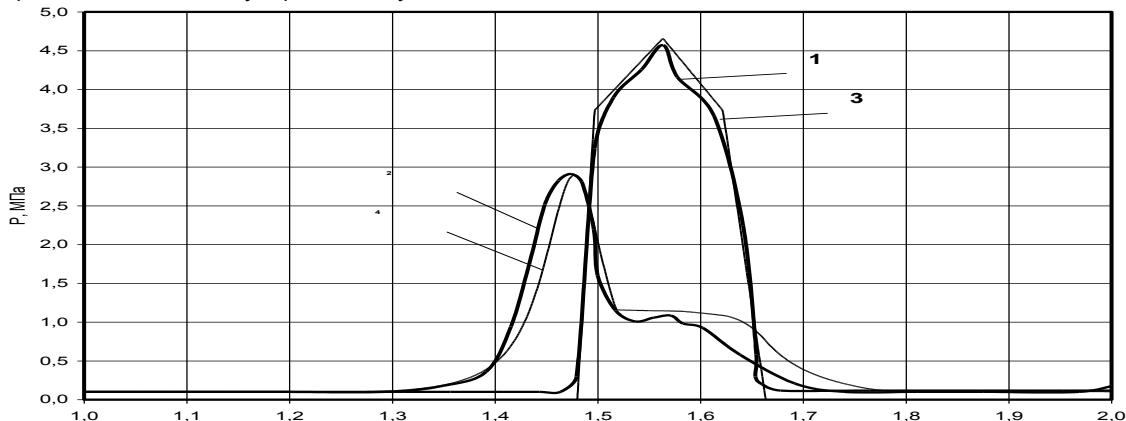


Рисунок 6 – Индикаторные диаграммы дизеля при прокручивании двигателя типа ЧН15/18 воздухом после предварительного впрыска масла в цилиндры ($n = 100 \text{ мин}^{-1}$, $t_0 = -20^{\circ}\text{C}$): 1 – давление воздуха на выходе из воздухораспределителя (эксперимент); 3 – давление воздуха на выходе из воздухораспределителя (расчет); 2 – давление в 1-ом левом цилиндре (эксперимент); 4 – давление в цилиндре (расчет)

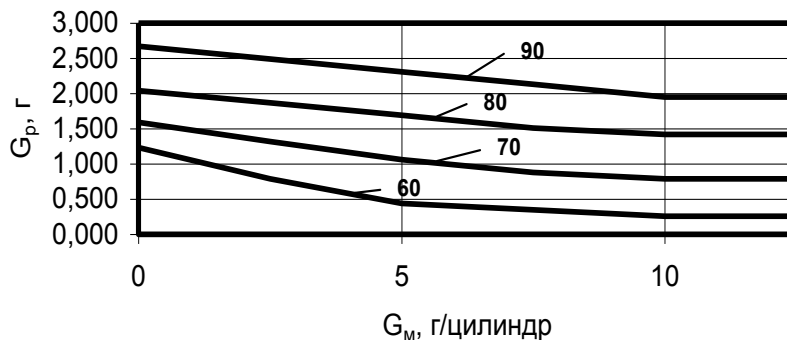


Рисунок 7 – Зависимость утечки воздуха через зазор между поршнем и цилиндром от выноса масла в цилиндр дизеля и частоты вращения ($60...90 \text{ мин}^{-1}$)

УЛУЧШЕНИЕ ПУСКОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЕЙ ТИПА ЧН15/18 ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАСЛОВПРЫСКА

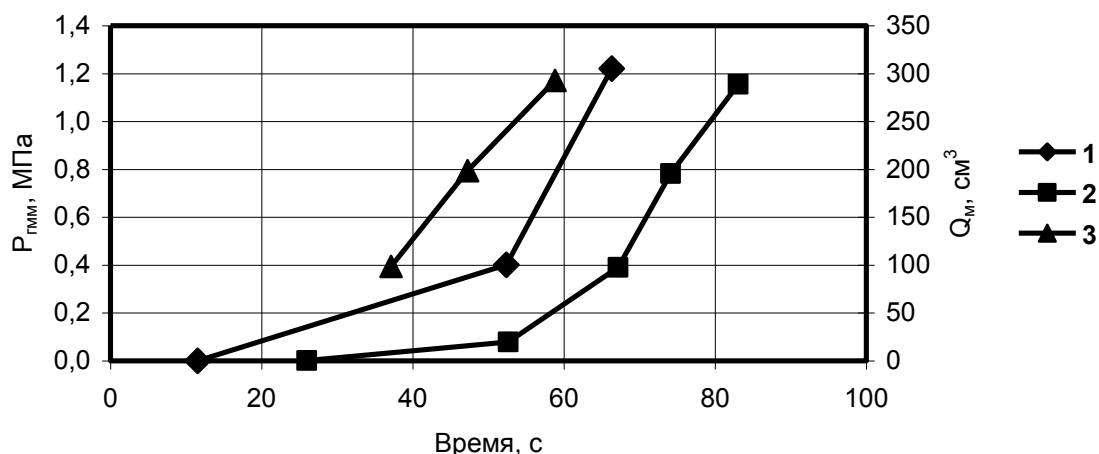


Рисунок 8 – Зависимость давления масла и его количества, поступающего из клапана резервуара УМВ от продолжительности работы маслозакачивающего насоса, $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$: 1 – давление масла в главной масляной магистрали; 2 – количество масла поступающего из клапана (диаметр жиклера 4 мм, ход клапана 6 мм); 3 – количество масла поступающего из клапана (диаметр жиклера 3 мм, ход клапана 2 мм)

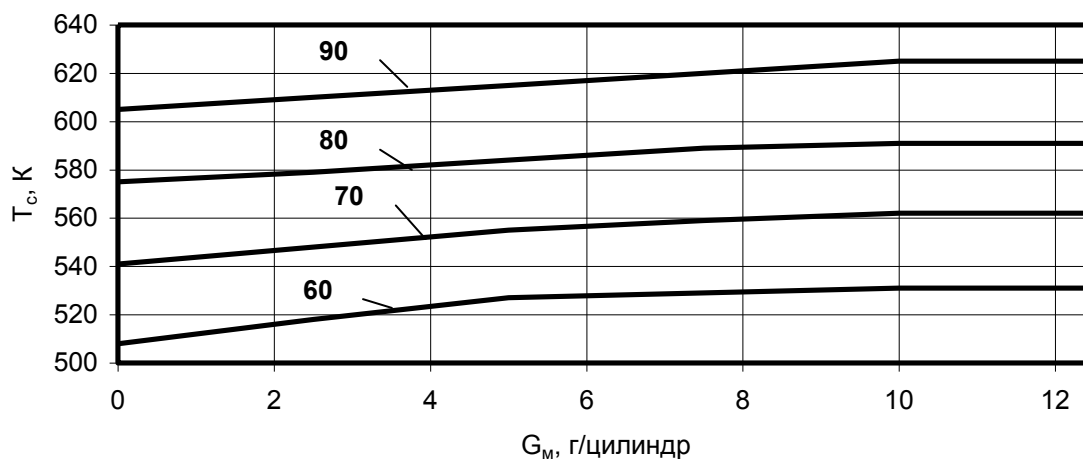


Рисунок 9 – Зависимость максимального значения температуры сжатия от выноса масла в цилиндр дизеля и частоты вращения

4. Увеличение выноса масла на каждые 50 г влечет рост максимального давления сжатия на 0,2 МПа, впрыск масла способствует росту максимальной температуры сжатия на 18...22 °С (рисунок 7), в результате минимальная частота вращения, при которой может быть осуществлен пуск (при $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ и прочих равных условиях) может быть понижена на 5 мин⁻¹.

5. Дизель типа ЧН15/18 с применением УМВ пускается на масле М-12В₂РК при температуре -5...-7 °С, а без применения УМВ – -2 °С.

6. На вынос масла из резервуара и его впрыск в цилиндры значительное влияние

оказывает вязкость масла, при температуре окружающей среды ниже -25 °С масло М-12В₂РК становится настолько вязким, что в цилиндры практически не выносятся.

7. Величина падения давления пускового воздуха при проходе через устройство масловогопрыска не превышает 0,6 МПа.

8. Проведенные 16 включений УМВ подтвердили стабильность его функционирования по выносу масла и равномерности распределения его по цилиндрам.

РЕКОМЕНДАЦИИ

По результатам исследования сформулированы рекомендации по улучшению пус-

ковых характеристик дизеля типа ЧН15/18 с масловпрыском.

1. Применение системы масловпрыска может быть рекомендовано как средство улучшения пусковых характеристик дизелей типа ЧН15/18.

2. Увеличение количества впрыскиваемого масла более 10...12 г/цилиндр нецелесообразно, поэтому рекомендуется ограничить объем резервуара УМВ до 170 см³.

3. Использование системы масловпрыска при температуре окружающего воздуха ниже -25°С не рекомендуется из-за повышения вязкости масла, которое перестает выноситься в цилиндры. Для устранения этого недостатка возможно применение системы подогрева масла.

4. На основании анализа экспериментальных данных получена зависимость

$$T_c = 3,12 \cdot n + 1,65 \cdot G_m + 325 + 2,05 \cdot (t_0 - 253), \quad (5)$$

где G_m – вынос масла из УМВ, позволяющая оценить влияние выноса масла в цилиндры и

других факторов на максимальную температуру сжатия в камере сгорания.

Выражение (5) может быть использовано для оценки влияния масловпрыска, совместно с другими факторами, на максимальную температуру сжатия дизеля типа ЧН15/18.

Результаты исследования могут быть использованы при совершенствовании пусковых характеристик дизелей типа ЧН15/18 использованием системы масловпрыска.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малоземов, А. А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов / А.А. Малоземов // Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин. Вып. 18. – Челябинск: ЧВВАКИУ, 2006. – С. 10–16.
2. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840 с.
3. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.