

УДК 621.86. 621. 629.3; 669.54. 793

Тойгамбаев С.К., Локтионов С.А. Совершенствование основных параметров процесса подачи газа в двигатель, конвертируемого из дизеля в газодизель

Improving the basic parameters of the process of supplying gas to the engine, converted from diesel to gas diesel

Тойгамбаев С. К.

д.т.н., профессор кафедры технический сервис машин и оборудования. Российский государственный аграрный университет им. К.А. Тимирязева, г. Москва, Россия.

Локтионов С.А.

аспирант кафедры технический сервис машин и оборудования. Российский государственный аграрный университет им. К.А. Тимирязева, г. Москва, Россия.

Toygambayev Serik Kokibaevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Technical Service of Machinery and Equipment. Timiryazev Russian State Agrarian University, Moscow, Russia.

Loktionov S.A.

Postgraduate student of the Department of Technical service of machinery and Equipment.
Timiryazev Russian State Agrarian University, Moscow, Russia.

Аннотация. Для совершенствования системы подачи топлива в двигатель необходимо определить зависимость между потребляемым объемом топлива и вырабатываемой двигателем мощностью. В данной статье представлены результаты расчетов изменения некоторых параметров работы простого двигателя, при переводе работы двигателя на газо – дизельный режим подачи топлива.

Ключевые слова: газ; двигатель; топливная система; плотность газа; рабочая камера; дизельное топливо.

Abstract. To improve the fuel supply system to the engine, it is necessary to determine the relationship between the amount of fuel consumed and the engine's output power. This article presents the results of calculations of changes in some parameters of the operation of a simple engine, when switching the engine to a gas – diesel fuel supply mode.

Keywords: gas; engine; fuel system; gas density; working capacity; diesel fuel.

Рецензент: Сагитов Рамиль Фаргатович, кандидат технических наук, доцент, заместитель директора по научной работе в ООО «Научно-исследовательский и проектный институт экологических проблем», г. Оренбург

На рисунке 1 приведена схема возможного изменения некоторых параметров работы простого двигателя (О-1) и разработанного двигателя с инжекционной системой (О-Г). Рассмотрим, согласно рисунка, такт всасывания.

- поршень находится в верхней мертвой точке ВМТ (угол поворота 0°), скорость поршня равна нулю по модулю, скорость воздушного потока минимальна, т.к. открыты впускной и выпускной клапаны, и происходит вентиляция рабочей камеры за счет инерционного воздушного потока.

- при повороте кривошипа коленчатого вала от угла 0° к углу 45° , выпускной клапан закрывается, и поток топливоздушной смеси отсекается от выпускного коллектора. Поршень начинает перемещаться, увеличивается разрежение. Воздушный поток начинает заполнять увеличивающуюся рабочую камеру под воздействием перепада давления, образованного разрежением. Но, так как выпускной коллектор имеет сопротивление воздушному потоку, то разрежение в рабочей камере будет расти.

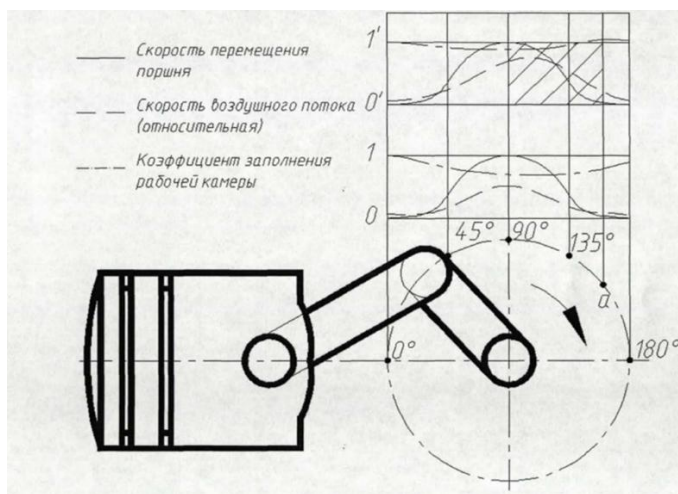


Рис. 1. Анализ такта всасывания.

- при повороте кривошипа коленчатого вала от угла 45° к углу 90° , скорость перемещения поршня увеличивается по тригонометрической функции, и стремится к своему максимуму. Скорость воздушного потока также будет увеличиваться, с увеличением разрежения в рабочей камере.

- при угле поворота 90° скорость поршня перемещения достигается своего наибольшего значения, при этом скорость воздушного потока продолжает увеличиваться т.к. разрежение также начинает приближаться к своему наибольшему значению.

- при повороте кривошипа коленчатого вала от угла 90° к углу 135° , скорость перемещения поршня начинает уменьшаться, разрежение достигает своего наибольшего значения, вслед за ним своего наибольшего значения достигает и скорость воздушного потока, далее разрежение начинает уменьшаться.

- при повороте кривошипа коленчатого вала от угла 135° к углу 180° скорость перемещения поршня стремится к нулю, но, при высоком числовом значении разрежения, скорость воздушного потока продолжает оставаться достаточно высокой.

- при угле поворота 180° (положение нижней мертвой точки НМТ) скорость перемещения поршня равна нулю, воздушного потока до заполняет рабочую камеру повышая коэффициент наполнения (η_v), который обратно пропорционален числовому

значению разряжения. Чтобы повысить коэффициент наполнения (г/с) впускной клапан закрывают с опозданием -4° -8° угла после прохождения кривошипом НМТ.

Для увеличения коэффициента наполнения предлагается следующая система с алгоритмом работы по такту всасывания, описанным ниже. Работа цилиндра двигателя, оснащенного инжекционной системой подачи газа, по такту всасывания - при повороте кривошипа коленчатого вала угла 0° к углу 45° , выпускной клапан закрывается, и поток топливовоздушной смеси отсекается от выпускного коллектора.

Поршень начинает перемещаться, увеличивая объем рабочей камеры, следовательно, в нем начинает увеличиваться разряжение. Воздушный поток начинает заполнять увеличивающуюся рабочую камеру под воздействием перепада давления образованного разряжением. Но в момент закрытия выпускного клапана начинается подача природного газа в газовый смеситель под избыточным давлением. Газ, смешиваясь с воздухом увеличивает скорость потока газозвушной смеси, следовательно, разряжение будет расти медленнее, чем в предыдущем случае, при повороте коленчатого вала от угла 45° к углу 90° , скорость перемещения поршня увеличивается по тригонометрической функции, и стремится к своему максимуму. Скорость воздушного потока также увеличиваться, с увеличением разряжения в рабочей камере и с продолжением подачи газа, при угле поворота 90° скорость перемещения поршня достигает своего наибольшего значения, при этом скорость воздушного потока продолжает увеличиваться т.к. разряжение также начинает приближаться к своему наибольшему значению - при повороте коленчатого вала от угла 135° к углу 180° , скорость перемещения поршня стремится к нулю. В положении кривошипа с углом α к положению нижней мертвой точке подача газа прекращается. Угол, α зависит от угла положения кривошипа при закрытии впускного клапана и от частоты вращения коленвала и необходим для возможности попадания полной порции газа в цилиндр, с учетом невозможности обратного оттока газозвушной смеси из цилиндра под воздействием избыточного давления внутри рабочей камеры. Таким образом, увеличивая коэффициент наполнения (г), мы увеличиваем один из самых главных эксплуатационных показателей, мощность – которая напрямую зависит от коэффициента наполнения.

Граничные условия в расчете процессов газообмена выражены системой уравнения для расчета расходов газа через впускные и выпускные органы. Расчеты расходов газов выполняется квазистационарным методом. В докритической области течения расход газов определяется по параметрам сечения идеального потоков в минимальном поперечном сечении из управления.

Расчет количества газ, необходимого для одного цилиндра, вычисляется через уравнение:

$$V_{\text{цикл}} = V_{rbc} = (\xi \cdot A) + (100 - \xi) \cdot B, \quad (1)$$

где V_{rbc} - газо-воздушной смеси необходимой для полного сгорания топлива в цилиндре, см³; ξ - процент запального дизельного топлива, %;

A - объем воздух, необходимого для сжигания запального дизельного топлива см³ формуле:

$$A = \theta \cdot X, \quad (2)$$

где θ – стехиометрическое массовое число природного газа, X - промежуточная размерная объемная единица, дм³; B - объем газо-воздушной смеси необходимой для сжигания основного топлива, см³, формула:

$$B = (\alpha \cdot a + 1) \quad (3)$$

где, α - стехиометрическое массовое число природного газа; A - коэффициент избытка воздуха, (для дизелей с неразделительными камерами сгорания 1,5-1,8) или определяется по формуле:

$$G_{\text{газ}} = \frac{\tau \cdot n_{\text{двиг}} \cdot V \cdot n_{\text{пил}}}{2} \quad (4)$$

где $G_{\text{газ}}$ расход газа, потребляемого двигателем, дм³/мин; $n_{\text{двиг}}$ - частота вращения коленвала двигателя, мин⁻¹; $n_{\text{пил}}$ - количество цилиндров двигателя;

τ - коэффициент наполнения рабочей камеры двигателя.

Площадь седла регулятора определяется по формуле:

$$F = \frac{G \sqrt{P_{\text{газ}}}}{157 \Psi p}, \quad (5)$$

где F - площадь седла регулятора седла регулятора, см²; p - давление газа перед регулятором, кг/см²; Ψ - коэффициент зависимости от показателя адиабаты K , (для природного газа $K=1,32$, $\Psi=0,475$)

Диаметр седла регулятора определяется по формуле:

$$D = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{\pi}}, \quad (6)$$

где: d – диаметр седла регулятора, см; $\pi=3,14$.

По результатам проведенных расчетов были построены графики теоретической зависимости расхода и дизельного топлива, показанные на рисунках 2-5.

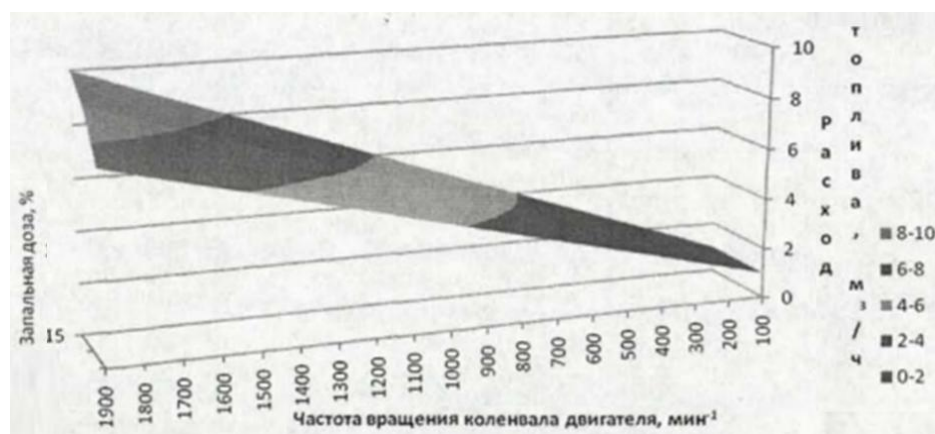


Рис. 2. Расход газообразного топлива.

Из анализа графика, приведенного на рисунке 2 видно, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя потребление газообразного топлива возрастает, причем потребление топлива в зависимости от частоты вращения возрастает линейно, это говорит о прямой зависимости между ними, а с увеличением запальной дозы потребление газообразного топлива уменьшается с квадратичной зависимостью, эту закономерность объясняет различные в стехиометрических отношениях газообразного и дизельного топлива.

Из анализа графика приведённого на рисунке 3, видно что с увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя потребление топлива в зависимости от частоты вращения возрастает линейного, это говорит о прямой зависимости между ними, а с увеличением запальной дозы потребление дизельного топлива увеличивается с квадратичной зависимостью, эту закономерность также объясняет различие в стехиометрических отношениях газообразного и дизельного топлива.

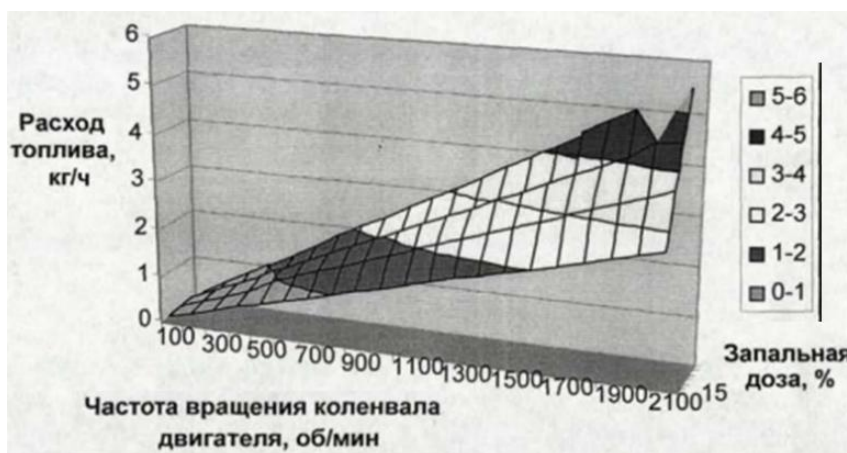


Рис. 3. Расход дизельного топлива.

Представленный на рисунке 4 график показал, что с увеличением коэффициента избытка воздуха, т.е. при работе двигателя с увеличением нагрузки, а также с уменьшением количества запальной дозы потребление газообразного топлива возрастает.

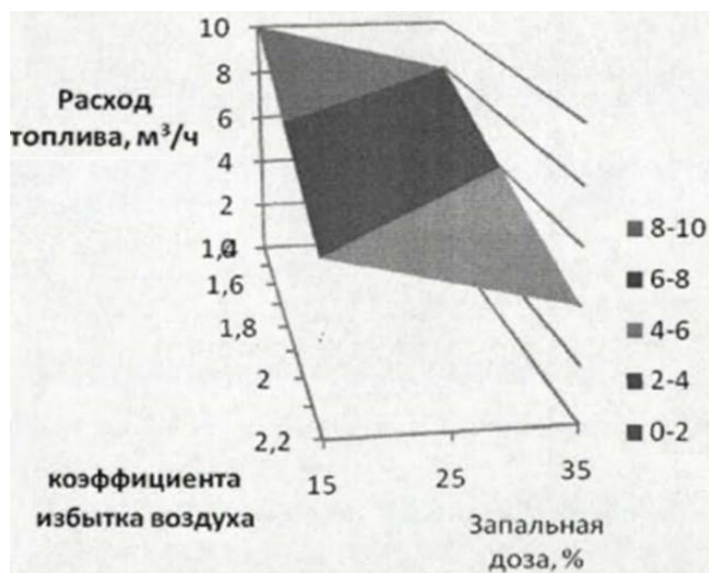


Рис. 4. Расход газообразного топлива при частоты вращения коленвала 2100 мин-1.

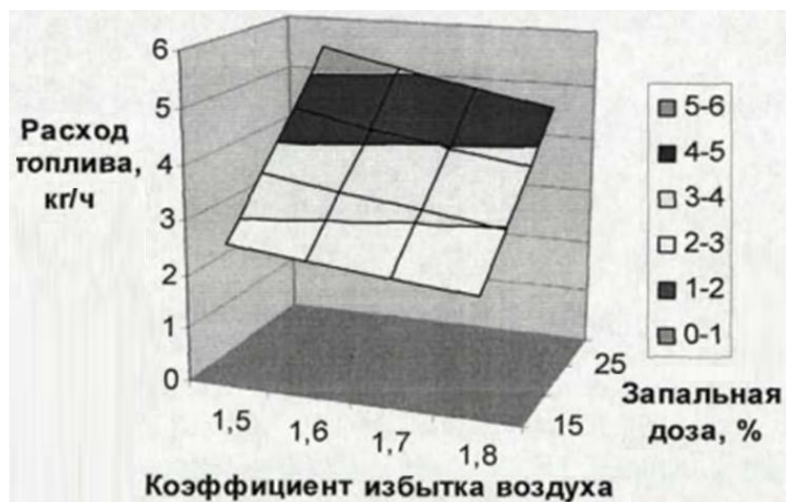


Рис. 5. Расход газообразного топлива при частоте вращения коленвала 2100 мин-1.

Из данного графика видно что, с увеличением коэффициента избытка воздуха, т.е. при работе двигателя с увеличением нагрузки, потребление дизельного топлива возрастает, причем потребление топлива в зависимости от нагрузки возрастает линейно, эту закономерность объясняет прямой характер зависимости между ними.

Выводы:

1. Существующие методы расчета позволяют с высокой точностью рассчитывать расход дизельного топлива, но они не позволяют рассчитать расход газообразного топлива при применении газодизельного режима работы двигателя. 2. Получение аналитические зависимости позволяют спрогнозировать работу двигателя на различных режимах работы, зависящих от условий эксплуатации.

Библиографический список

1. Андреев А.А., Апатенко А.С., Гусев С.С. Ресурсосбережение в АПК при эксплуатации автотракторной техники. / В сборнике: Чтения академика В. Н. Болтинского. 2022. С. 157-163.
2. Гусев С.С. Восстановление качества отработанных нефтяных масел с помощью ПГС-полимеров на сельскохозяйственных предприятиях. / Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Московский государственный агроинженерный университет им. В.П. Горячкина. Москва, 2006.
3. Гусев С.С. Физико-химическая очистка отработанных минеральных масел с помощью полимерных материалов. / Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний. 2006. № 6. С. 4.
4. Дидманидзе О.Н., Афанасьев А.С., Хакимов Р.Т. Исследования показателей тепловыделения газовых двигателей. /Записки Горного института. 2018. Т. 229. С. 50-55.
5. Коваленко В.П., Литовченко А.В., Улюкина Е.А., Гусев С.С. Резервуар для жидкостей. / Патент на полезную модель RU 47335 U1, 27.08.2005. Заявка № 2005103727/22 от 14.02.2005.
6. Тургиев А.К., Карапетян М.А., Мочунова Н.А. К вопросу определения буксования ведущих колес трактора. / Естественные и технические науки. 2010. № 5 (48). С. 570-572.
7. Карапетян М.А., Пряхин В.Н. Совершенствование технологий и управление технологическими процессами сельскохозяйственного производства. / Учебное пособие. Изд: Компания Спутник+. Москва. 2005. С. 161.
8. Тойгамбаев С.К., Ногай А.С., Нукушев С.О. Проводимость почвенного слоя в Акмолинской области. / Вестник Федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования "Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина". 2008. № 1 (26). С. 86-89.
9. Тойгамбаев С.К. Совершенствование моечной машины ОМ-21614. / Тех-ника и технология. 2013. № 3. С. 15-188.

10. Шмонин В.А., Теловов Н.К., Тойгамбаев С.К. Комбинированное орудие для глубокого рыхления почвы с внесением удобрений. / Патент на изобретение RU 2500092 С1, 10.12.2013. Заявка № 2012126854/13 от 27.06.2012.

11. Теловов Н.К., Тойгамбаев С.К. Обработка почвы нечерноземных земель РФ глубокорыхлителем - удобрителем для увеличения производства сельскохозяйственных культур. / Агропродовольственная экономика. 2019. № 10. С. 7-16.

12. Тойгамбаев С.К., Евграфов В.А. Исследования по оптимизации и эффективности использования машинно-тракторного парка предприятия. / Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2016. № 5. С. 28-33.

13. Тойгамбаев С.К., Апатенко А.С. Обработка результатов информации по надежности транспортных и технологических машин методом математической статистики. / Методическое указание. Изд. «Мегаполис» Москва, 2020. С. 25.е указание. Изд. «Мегаполис» Москва, 2020. С. 25.

14. Niyazbekova S., Troyanskaya M., Toygambayev S., Rozhkov V., Zhukov A., Aksenova E., Ivanova O. Instruments for financing and investing the "green" economy in the country's environmental projects. / В сборнике: E3S Web of Conferences. 22. Сер. "22nd International Scientific Conference on Energy Management of Municipal Facilities and Sustainable Energy Technologies, Emmft 2020" 2021.C.10054.