

9. Данилов А.М. Введение в химмотологию. - М.: Техника. ООО «ТУМА ГРУПП», 2003. – 464 с.

10. Кухаренок Г.М. Теория рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания./ Методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальностей 1-37.01.01 Двигателей внутреннего сгорания. – Минск: БНТУ, 2011. – 62 с.

11. Пат. 20669 Республика Беларусь. МПК F02 М 43/00. Система подачи газового топлива в двигатель внутреннего сгорания на переходных режимах / А. Н. Карташевич, П. Ю. Малышкин, Д.С. Короленок; заявитель УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия». Зарегистрирована в государственном реестре полезных моделей 2016.03.01. // Афіцыйны бюл. / Вынаходствы. Карысныя мадэлі. Прамысловыя ўзоры. – Мн.: Дзяржаўны патэнтны камітэт Рэспублікі Беларусь, 2016. – №2 (105).

Abstract. The article is devoted to the development of new fuel compositions based on diesel fuel (DF) and biogas (BG), meeting the requirements of their use in diesel. The article presents the efficiency of a diesel engine and its smokiness and toxicity when working on mixtures consisting of 85% DF + 15% BG, as well as 70% DF + 30% BG for various valuations of the fuel injection advance angle. The results of the bench tests of a diesel engine when operating on these compositions of fuels are given. Based on the analysis of the experimental data obtained, the optimal adjustments of the fuel supply equipment are determined.

УДК 621.431.7-7

Тарасенко В.Е., кандидат технических наук, доцент;

Жешко А.А., кандидат технических наук, доцент

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЖИДКОСТНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ

Аннотация. В статье представлена последовательность и результаты решения задачи оптимизации параметров жидкостных систем охлаждения с ограничениями-неравенствами и использова-

нием условия Куна-Таккера. Задача оптимизации решена относительно двигателей тракторов «Беларус» в пяти диапазонах мощности от 26 до 343 кВт.

Введение. Оптимальной следует считать систему охлаждения (СО), которая обеспечивает наилучшие показатели функционирования системы более высокого уровня, в состав которой она входит. В данном случае – это двигатель внутреннего сгорания (ДВС) мобильной машины. Показатели функционирования двигателя определяются его тепловым состоянием и оцениваются температурой основных его элементов. Косвенно таким показателем может приниматься температура охлаждающей жидкости (ОЖ). Оптимальная система охлаждения – это система, которая, во-первых, полностью отвечает своим целям, и во-вторых, обеспечивает заданный тепловой режим двигателя при наименьших материальных расходах на изготовление и наименьших энергетических затратах на функционирование [1].

Тепловой режим двигателя является ограничивающим (допускаемым) параметром. Исходя из его значения, определяются параметры основных компонентов системы – поверхность охлаждения радиатора, расходы ОЖ и потока воздуха. Эти параметры являются варьируемыми или переменными при обеспечении заданного теплового режима двигателя. Тепловой режим ДВС или искомый параметр является функцией совокупности переменных параметров системы.

Основная часть. Представим последовательность решения задачи оптимизации.

Коэффициент теплопередачи поверхности охлаждения радиатора потока воздуха [1], кДж/(кг·К):

$$k_T = \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_v} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_m}{\lambda_{cm}}} \times 10^{-3}, \quad (1.1)$$

где α_v – коэффициент теплоотдачи от ОЖ к стенке трубок, Вт/(м²·К), $\alpha_v = 2500 \dots 5000$ Вт/(м²·К);

α_w – коэффициент теплоотдачи от стенки трубок воздуху, Вт/(м²·К), $\alpha_w = 100$ Вт/(м²·К);

δ_m – толщина стенки трубки, м (0,00005...0,0002 м);

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности от стенки трубки, для медных трубок $\lambda_{cm} = 330$ Вт/(м·К);

Ψ – коэффициент оребрения, для трубчато-пластинчатых радиаторов принимаем $\Psi = 7,5...10$.

Поверхность охлаждения радиатора определяется по формуле [1]:

$$F_{охл} = 60 \cdot 10^3 \frac{G_V c_{PV} \rho_V (t_{V2} - (t_{V2} - 5))}{k_T \left(\frac{(t_{V2} + (t_{V2} - 5))}{2} - t_w \right)}. \quad (1.2)$$

где G_V – расход ОЖ, м³/ч (л/мин). В дальнейших расчетах будут приняты диапазоны допустимых значений расхода ОЖ для ряда двигателей с целью определения оптимального значения и минимизации затрат на привод жидкостного насоса;

c_{PV} – средняя теплоемкость ОЖ, принимаем $c_{PV} = 3,608$ кДж/(кг·К);

ρ_V – плотность ОЖ, принимаем среднее значение $\rho_V = 1034$ кг/м³;

t_{V2} – температура ОЖ на выходе из радиатора, принимаем $t_{V2} = 85...105$ °С.

Подставляя (1.1) в формулу (1.2) получим

$$F_{охл} = 60 \cdot 10^3 \frac{G_V c_{PV} \rho_V (t_{V2} - (t_{V2} - 5))}{\left(\frac{(t_{V2} + (t_{V2} - 5))}{2} - t_w \right)} \times \left(\frac{\Psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{cm}} \right). \quad (1.3)$$

После упрощения выражение (1.3) примет вид

$$F_{охл} = \frac{G_V c_{PV} \rho_V \left(\frac{\Psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{cm}} \right)}{12(t_{V2} - t_w - 2,5)}. \quad (1.4)$$

Учитывая, что площадь поверхности охлаждения радиатора, находится в пределах $F_{охл} = 12...45$ м², будем считать, что решение задачи оптимизации (поиска минимума функции (1.4) будет иметь физический смысл, если $F_{охл} \geq 12$. Запишем условия и ограничения задачи оптимизации, а также ограничения на целевую функцию

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{охл}} = \frac{G_V c_{pV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_W - 2,5)} \rightarrow \min, \\ 85 \leq t_{V2} \leq 105, \\ 2500 \leq \alpha_V \leq 5000, \\ G_{V \min} \leq G_V \leq G_{V \max}, \\ F_{\text{охл}} \geq 12. \end{array} \right. \quad (1.5)$$

где $G_{V \min}$, $G_{V \max}$ – изменяющийся в зависимости от типа двигателя расход ОЖ.

Для ряда двигателей повышенной мощности, а, следовательно, повышенной теплонегруженности (DEUTZ и CATERPILLAR мощностью 264 кВт и выше) следует функцию 1.5 привести к следующему виду

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{\text{охл}} = \frac{G_V c_{pV} \rho_V \left(\frac{\psi}{\alpha_V} + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{\delta_m}{\lambda_{\text{см.}}} \right)}{12(t_{V2} - t_W - 2,5)} \rightarrow \min, \\ 93 \leq t_{V2} \leq 109, \\ 2500 \leq \alpha_V \leq 5000, \\ G_{V \min} \leq G_V \leq G_{V \max}, \\ F_{\text{охл}} \geq 12. \end{array} \right. \quad (1.6)$$

В таблице 1.1 представлены результаты решения задачи оптимизации для пяти мощностных рядов двигателей тракторов «Беларус».

Таблица 1.1 – Результаты решения задачи оптимизации

Двигатели, диапазоны мощности	Модели тракторов	$G_{V \min} \leq G_V \leq G_{V \max}$	G_V , л/мин	α_V , 100 Вт/(м ² К)	t_{V2} , °С	$F_{охл}$, м ²
26–70 кВт	Беларус-320/ Беларус-952	$80 \leq G_V \leq 180$	138,6 29	3408,22	93,9 0	12,00
70–90 кВт	Беларус-1025/ Беларус-1220.6	$180 \leq G_V \leq 280$	180,7 4	4464,19	104, 76	12,00
96–156 кВт	Беларус-1221/ Беларус-2022.5	$200 \leq G_V \leq 380$	200,0 0	5000,00	105, 00	12,99
186–223 кВт	Беларус-3022/ Беларус-3022ДЦ.1	$300 \leq G_V \leq 480$	300,0 0	5000,00	109, 00	18,19
264–343 кВт	Беларус-3522/ Беларус-4522	$330 \leq G_V \leq 500$	330,0 0	5000,00	109, 00	20,01

Проверка условий Куна-Таккера и определение значения точек экстремума. Для нахождения значения точек экстремума необходимо решить следующую систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_4 \cdot (x_1 - 380) + x_4 \cdot (x_1 - 200) + (310,89 \cdot (0,01 + 9/x_2)) / (x_3 - 48,5) = 0, \\ -2798,01 \cdot x_1 / (x_2^2 \cdot (x_3 - 48,5)) + x_5 \cdot (x_2 - 5000) + x_5 \cdot (x_2 - 2500) = 0, \\ -(310,89 \cdot x_1 \cdot (0,01 + 9/x_2)) / ((x_3 - 48,5)) + x_6 \cdot (x_3 - 105) + x_6 \cdot (x_3 - 85) = 0, \\ (x_1 - 200) \cdot (x_1 - 380) = 0, \\ (x_2 - 2500) \cdot (x_2 - 5000) = 0, \\ (x_3 - 85) \cdot (x_3 - 105) = 0 \end{array} \right.$$

В результате решения системы получены следующие результаты:

$$x_1 = 200, \quad x_2 = 5000, \quad x_3 = 105.$$

Таким образом, решение задачи оптимизации, в соответствии с принятыми обозначениями, можно представить в виде

$$G_V = 200 \text{ л/мин}, \alpha_V = 5000 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}, t_{V2} = 105 \text{ }^\circ\text{С.}$$

При этом значение целевой функции будет минимальным, в соответствии с условием (1.5), и составит $F_{\text{охл}} = 12,99 \text{ м}^2$. Результаты расчета сведены в таблицу 1.1 (третья строка). Аналогично выполнены расчеты по оставшимся условиям из таблицы 1.1.

Результаты проведенной работы свидетельствуют о том, что с ростом теплонапряженности по таким двигателям тракторов, как TCD 2013 L06 4V («Беларус-3522») и Caterpillar C13 («Беларус-4522») при минимальной площади поверхности радиатора (20-25 м²) и средней производительности жидкостного насоса (200-300 л/мин) можно обеспечить заданный тепловой режим. На режимах работы двигателя, отличных от максимальной и номинальной загрузки, достаточно обеспечивать производительность насоса на уровне 150 л/мин.

Список использованных источников

1. Якубович, А.И. Системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей. Конструкция, теория, проектирование / А.И. Якубович, Г.М. Кухаренок, В.Е. Тарасенко. – Минск: Новое знание; М. : ИНФРА-М, 2013. – 473 с.
2. Бахвалов Н.С., Жидков Н.П., Кобельков Г.М. Численные методы. – М.: Наука, 1987. – 600 с.
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для вузов. М., «Высш. Школа», 1971. – 344 с.
4. Бобровник, А.И. Системный выбор энергетических параметров колесных тракторов: справочник / А.И. Бобровник, И.Н. Усс, В.Е. Тарасенко [и др.]. – Минск, БГАТУ, 2011. – 104 с.
5. Тракторы BELARUS. [Электронный ресурс]. – 2018. Режим доступа: <http://www.belarus-tractor.com/catalog/tractors/>. – Дата доступа 24.05.2018.
6. Отвод теплоты в воздух и его регулирование. [Электронный ресурс]. – 2018. – Режим доступа: <http://motorzlib.ru/books/item/f00/s00/z0000031/st042.shtml>.
7. Тарасенко, В.Е. Определение параметров автотракторных радиаторов / В.Е. Тарасенко // Инженерія природокористування. – Харків, 2016. – №2 (6). – С. 12–18.

8. Тарасенко, В.Е. Эффективность охлаждающих поверхностей автотракторных радиаторов / В.Е. Тарасенко // Исследования, результаты. – Алматы, 2015. – №01 (065). – С. 155–163.

Abstract. The article presents the sequence and results of solving the problem of optimizing the parameters of liquid cooling systems with inequality constraints and using the Kuhn-Tucker condition. The optimization task has been solved for the engines of Belarus tractors in five power ranges from 26 to 343 kW.

УДК 621.791.035

Мальшкин П.Ю., старший преподаватель
УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,
г. Горки, Республика Беларусь

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ С НАДДУВОМ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА

Аннотация. Теоретически изучено влияние подачи газового топлива на индикаторный КПД и удельный индикаторный расход топлива дизеля с наддувом.

Одним из актуальных вопросов современности является применение альтернативных топлив, способных заменить традиционные топлива для двигателей внутреннего сгорания. В числе таких возобновляемых топлив в настоящее время рассматриваются водород, газовые топлива, спирты и др., которые позволяют не только улучшить экологические показатели двигателя, но и снизить зависимость от импортируемого топлива [1].

Теоретически при сжигании любого топлива со стехиометрическим количеством воздуха ($\alpha = 1$) продукты сгорания будут состоять из CO_2 и H_2O , образовавшихся в результате реакции полного горения, и азота, перешедшего из воздуха и топлива. Содержание азота в продуктах сгорания различных топлив колеблется в довольно узких