DOI: 10.17117/na.2017.01.03.069

<http://ucom.ru/doc/na.2017.01.03.069.pdf>

Поступила (Received): 23.01.2017

Жигин В.И.

Теоретические основы оценки теплообмена в линии низкого давления системы питания дизелей

Zhigin V.I.

The theoretical basis for the estimation of heat transfer in low-pressure line of the power supply system of diesel engines

Изложены ключевые этапы оценочного расчета теплообмена на участках линии низкого давления системы питания для теоретического исследования изменения теплофизических свойств топлива в зависимости от условий и режимов работы дизеля

Ключевые слова: система питания дизеля, линия низкого давления, теплофизические свойства, теплопередача, теплоотдача, конвекция, турбулентный, ламинарный

Set out the key stages of the assessment calculation of heat transfer in areas of low pressure supply system for a theoretical study of changes of the thermophysical properties of fuel depending on conditions and modes of operation of the diesel engine

Key words: power system diesel, low line pressure, thermophysical properties, heat transfer, heat transfer, convection, turbulent, laminar

Жигин Владимир Иванович

Кандидат технических наук, доцент
Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В.Ф. Маргелова
г. Рязань, пл. В.Ф. Маргелова, 1

Zhigin Vladimir Ivanovich

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Ryazan higher airborne command school named army general V.F. Margelov
Ryazan, V.F. Margelov sq., 1

Зависимость теплофизических свойств дизельного топлива от его температуры можно оценить по значению его параметров при данной температуре.

Параметрами, оценивающими теплофизические свойства топлива, являются: плотность дизельного топлива ρ (кг/м³), кинематическая вязкость ν (м²/с), удельная теплоемкость C (кДж/кг·К), теплопроводность λ (Вт/м·К), сжимаемость α , (м³/Па), температурный коэффициент объемного расширения β , (1/°C).

Плотность топлива ρ при температуре t может быть найдена по значению плотности ρ_0 при нормальных физических условиях (t_0) из выражения [1]:

$$\rho = \rho_0 - 10^4 \times (18 - 13 \times \rho_0) \times (t - t_0), \quad (1)$$

Изменение вязкости ν_t с изменением температуры может быть найдено по значению вязкости ν_0 при 20°C [1]:

$$\nu_t = \nu_0 + (1,1 \times \nu_0 - 0,3) \times (1,3 - \lg t), \quad (2)$$

Удельная теплоемкость при постоянном давлении для нефтепродуктов с плотностью $0,73 < \rho_0 < 0,96$ может быть вычислена по формуле [1]:

$$C_{p0} = 0,403 / \sqrt{\rho_0}, \quad (3)$$

Зависимость теплоты парообразования t_{sp} от давления, при котором происходит испарение топлива, может быть определена из уравнения [1]:

$$t_{sp} = t_s \times [(1 - \Theta_{кр}) / (1 - \Theta_s)]^{0,4}, \quad (4)$$

Где $\Theta_{кр} = T/T_{кр}$ и $\Theta_s = T_{sp}/T_{кр}$ – приведенные температуры.

Изменение коэффициента теплопроводности моторных топлив с повышением температуры с достаточной точностью определяется из выражения, [1]:

$$\lambda = \lambda_0 \times (1 - \alpha \times t), \quad (5)$$

где $\lambda_0 = 0,117/\rho$ – коэффициента теплопроводности при нормальных физических условиях, Вт/м²×К;

$\alpha = 0,0011$ для диапазона температур от 0°С до 200°С.

Уравнение (5) определяет линейный характер зависимости теплопроводности моторных топлив от температуры.

Среднюю величину температурного коэффициента объемного расширения β для капельных жидкостей в интервале температур от $t_{ж}$ до t_c можно определить из уравнения [2]:

$$\beta = (\rho_{жс} - \rho_c) / [(\rho_{жс} \times (t_c - t_{жс}))], \quad (6)$$

Где $\rho_{жс}$, ρ_c – плотность жидкости вдали от стенки ($t_{жс}$) и при температуре стенки (t_c).

Представленные зависимости в дальнейшем были использованы для расчета теплообмена на участках ЛНД системы питания автомобильного дизеля при соответствующих температурах окружающей среды, подкапотного пространства и топлива.

1. Теоретическое определение коэффициента теплопередачи для плоской и цилиндрической стенки

Для практических расчетов установившегося теплового потока при расчетах теплопередачи от одной жидкой (или газовой) среды к другой, отделенной от первой твердой стенкой, использовались классические зависимости, [3,4].

В топливном баке теплообмен между наружной поверхностью топливного бака и окружающим воздухом при движении автомобиля следует рассматривать как вынужденную конвекцию. Теплообмен между внутренней поверхностью топливного бака и топливом можно считать свободной конвекцией.

Из теории теплообмена известно, что при конвективном теплообмене коэффициент теплоотдачи является сложной функцией, зависящей от физико-химических свойств теплоносителей (μ , C , λ , ρ) формы (Φ) и размеров поверхности теплообмена (V), характера течения (X) и скорости движения среды (W), [3,4]:

$$\alpha = f(\mu, C, \lambda, \rho, \Phi, X, W), \quad (7)$$

Для практического изучения влияния различных факторов на коэффициенты теплоотдачи от внешней среды, α_1 и от внутренней поверхности стенки, α_2 целесообразно применить теорию подобия и размерный анализ. Конвективный теплообмен характеризуется пятью числами подобия: числом Нуссельта N_u , числом Эйлера E_u , числом Прандтля Pr , числом Грасгофа Gr и числом Рейнольдса Re [2,3,4].

Поскольку число Нуссельта содержит неизвестный коэффициент теплоотдачи, оно является определяемым критерием. Таким же критерием является число Эйлера, содержащее показатель, характеризующий величину гидравлического сопротивления при движении жидкости. Числа подобия Критерии Re , Gr , Pr являются определяющими критериями. При конвективном теплообмене в случае вынужденного движения жидкости и при развитом турбулентном режиме критериальная зависимость может быть представлена в виде [2,3]:

$$Nu = f(Re^{\text{ж}}, Pr^{\text{ж}}, Pr^{\text{ст}}), \quad (8)$$

Индексы «ж» и «ст» означают, что соответствующие физические параметры выбраны при средних температурах жидкости и стенки.

Получив зависимости критерия Нуссельта от критериев Re , Gr , Pr можно определить расчетный коэффициент теплоотдачи от поверхности топливного бака к топливу:

$$\alpha_{\text{ж}} \times Nu / h, \quad (9)$$

где h – высота поверхности контакта топлива и стенки бака, м.

Критическими значениями критерия Рейнольдса необходимо считать: $Re_{\text{кр}1} = 2300$ и $Re_{\text{кр}2} = 10000$, /2/. Между этими значениями находится переходная область: при малых скоростях поток разделяется на пограничный слой, через который теплообмен осуществляется теплопроводностью, и турбулентное ядро.

При ламинарном движении ($Re < 2300$) наряду с вынужденной конвекцией будет иметь место естественная конвекция, которая возникает вследствие разности температур стенок и топлива и определяющее значение она будет иметь в топливном баке.

1.1 Теплообмен при естественной конвекции на плоской стенке

Расчет средней теплоотдачи вертикальной стенки при свободной конвекции жидкости и газа в сравнительно большом объеме при значениях $Pr > 0,7$ производится по зависимости [5]:

$$Nu = C \times (Gr \times Pr)^n \times \varepsilon_t, \quad (10)$$

Значения коэффициентов «C» и «n» в уравнении (10) для топлива, находящегося в топливном баке следует рассматривать при значениях критериев, [5,6]:

$$10^3 < Gr \times Pr = (g \times \beta \times \Delta t \times h_0^3 / \nu^2) \times \nu / \alpha < 10^9 \quad (11)$$

где h_0 – высота топлива в баке, м. Тогда $n = 0,25$, $C = 0,54$.

Определяющей температурой, по которой выбираются значения физических параметров λ , ν , α , β теплоносителя, является температура: $t = 0,5(t_{\text{ст}} + t_{\text{ж}})$, где $t_{\text{ст}}$ – постоянная или средняя температура стенки; $t_{\text{ж}}$ – температура жидкости вдали от стенки. Температурный напор: $\Delta t = t_{\text{ст}} - t_{\text{ж}}$. По отдельным участкам ЛНД в качестве температуры $t_{\text{ж}}$ целесообразно принимать температуру топлива на входе в участок (температуру набегающего потока).

При больших температурных напорах, когда в случае капельной жидкости ($0,6 < \mu_{\text{ж}} / \mu_{\text{с}} < 1,5$), физические параметры в уравнении (10) выбираются при температуре $t_{\text{ж}}$, а найденные значения коэффициента теплоотдачи α умножается на поправочный коэффициент: $\varepsilon_t = (Pr_{\text{жк}} / Pr_{\text{гст}}) \times 0,25$. Критерий $Pr_{\text{гст}}$ рассчитывается при значении параметров соответствующих температуре стенки; $t_{\text{ст}}$. $\mu_{\text{ж}}$, $\mu_{\text{с}}$ – динамическая вязкость жидкости (топлива), соответственно при температуре $t_{\text{ж}}$, $t_{\text{ст}}$.

Коэффициент ε_t учитывает зависимость вязкости от температуры и влияние направления теплового потока. При нагревании жидкости ($t_{ст} > t_{ж}$) отношение $P_{жк}/P_{гст} > 1$.

Среднюю теплоотдачу при свободной конвекции на горизонтальной стенке при ламинарном режиме можно рассчитать по зависимости [6]:

$$N_u = C \times (G_r \times P_r)^n \times (G_r/P_r)^{0,25} \quad (12)$$

где $C = 0,5$, $n = 0,25$. При $(Gr \times Pr) < 2 \times 10^7$: $n = 1/3$, $C = 0,135$.

В данной зависимости определяющим линейным размером при расчете критерия G_r , является размер, характеризующий площадь горизонтальной стенки.

В ряде случаев, при физическом моделировании процессов теплообмена при свободной конвекции целесообразно использовать зависимость вида, [6]:

$$N = (G_r \times P_r)^{0,25} \times f(P_r), \quad (13)$$

где $f(P_r) = (от 0,4 до 0,7)$ при $P_r = (от 0,1 до 100)$.

Средний коэффициент теплообмена определяются по уравнению:

$$(F_2 \times \alpha_2 + F_6 \times \alpha_6) / F_2 \times F_6 \quad (14)$$

1.2 Теплообмен при вынужденном движении в трубопроводах

Для оценочных расчетов теплоотдачи при турбулентном режиме целесообразно пользоваться приведенным ниже уравнением М.А. Михеева, которое справедливо в области значений $104 < Re < 2 \times 10^5$ и $0,7 < Pr < 150$, [4, 7]:

$$N_u = C \times Re^{0,8} \times Pr^{0,43} \times \varepsilon_t, \quad (15)$$

где $C = 0,021$ при значении $0,7 \leq Pr \leq 1$ и $C = 0,023$ при значении $2 \leq Pr \leq 150$.

ε_t – поправка на изменение физических свойств жидкости, в зависимости от температуры, смотри уравнение (10).

Аналогичный вид имеет уравнение в преобразованном виде по данным источника [2]:

$$N_u = 0,01106 \times Re^{0,75} \times Pr^{0,25}, \quad (16)$$

Процесс теплообмена при ламинарном движении жидкости в трубах при оценочных расчетах можно описать критическим уравнением М.А. Михеева [4]:

$$N_u = 1,4 \times \left(Re_{жс} \times \frac{d}{l} \right)^{0,4} \times Pr_{жс}^{0,33} \times \left(\frac{P_{гжс}}{P_{гс}} \right)^{0,25}, \quad (17)$$

где индексы «жс» и «с» указывают на то, что физические свойства жидкости определяются при средней температуре жидкости и стенки соответственно.

В переходной зоне ($2300 \leq Re \leq 104$) теплоотдачу можно рассчитать по интерполяционному соотношению [6]:

$$\frac{N_u}{N_{uT}} = \gamma + \frac{(1-\gamma)N_{uл}}{N_{uT}}, \quad (18)$$

где N_{uT} и $N_{uл}$ определяют по приведенным выше зависимостям для ламинарного и турбулентного режимов;

γ – коэффициент, показывающий долю времени, в течение которого наблюдается турбулентный режим; оценивается соотношением [6].

Список используемых источников:

1. Файнлеб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Л.: Машиностроение.1990. 352 с.
2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. М.: Энергоатомиздат, 1990. 367 с.
3. Нащекин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. М., 1980. 469 с.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344с.
5. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент /Е.В.Аметистов, В.А.Григорьев, Б.Т.Емцов и др.; М.:Энергоиздат,1982. 512 с.
6. Практикум по теплопередаче / А.П.Солодов, Ф.Ф.Цветков, В.В.Елисеев, В.А.Осипова. М.: Энергоатомиздат, 1986. 296 с.
7. Теплотехнический справочник. М.: Энергия, 1975.

© 2017, Жигин В.И.

*Теоретические основы оценки теплообмена в линии
низкого давления системы питания дизелей*

© 2017, Zhigin V.I.

*The theoretical basis for the estimation of heat
transfer in low-pressure line of the power supply
system of diesel engines*