

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ К ТЕОРИИ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Ключевые слова: система охлаждения, теплоотдача, критерии Рейнольдса, Нуссельта, Прандтля, неустановившийся режим работы двигателя.

При исследовании водяного радиатора чаще всего обращаются к теории конвективного теплообмена для объяснения процесса теплопередачи в нем. Как известно, теплообмен зависит от пограничного слоя и его нарушения в зависимости от режима течения теплоносителей (воды и воздуха).

При прохождении воздуха через сердцевину радиатора при стабилизированном начальном потоке у поверхности трубок радиатора образуется пограничный слой, который обтекает безотрывно фронтальную часть передних трубок, затем происходит отрыв струй, и задняя кормовая часть трубок омывается потоком со сложным вихревым течением. Следующие ряды трубок сердцевины радиатора находятся уже в вихревой зоне, где теплообмен происходит интенсивнее.

При вынужденном стабилизированном движении воды в трубках радиатора при малых скоростях устанавливается ламинарный режим с параболическим распределением скорости по сечению. С повышением скорости ламинарный режим переходит в турбулентный и кривая изменения скорости по сечению трубы принимает вид усеченной параболы. В данном случае толщина пограничного слоя уменьшается, и процесс теплообмена улучшается.

Режим движения жидкости (воздуха) влияет на величину коэффициента теплопередачи от воды к воздуху, который выражается зависимостью:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_B} \frac{S_L}{S_B}}, \quad (1)$$

где α_L – коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху, ккал/м² час °С;

α_B – коэффициент теплоотдачи от воды к стенке, ккал/м² час °С;

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность металла трубок, ккал/м² час °С;

δ – толщина стенки, м;

S_L – охлажденная поверхность радиатора по воздуху (трубок и пластин), м²;

S_B – охлажденная поверхность радиатора по воде, м².

Для вычисления по формуле (1) коэффициента K требуются значения коэффициентов теплоотдачи по воде (α_B) и воздуха (α_L). Данные величины в большинстве случаев определяются на основании теории подобия по обобщенным критериальным зависимостям конвективного теплообмена.

Критериальная зависимость для вынужденного конвективного теплообмена имеет вид:

$$Nu = c_1 Re^n Pr^B, \quad (2)$$

где c_1 – характеристический коэффициент теплопередачи, зависящий от расположения трубок радиатора;

n – характеристический показатель степени для теплоотдачи, зависящий от расположения трубок радиатора;

Re – число Рейнольдса, определяющее характер движения теплоносителя;

Pr – число Прандтля, оценивающее свойство теплоносителя.

Величина критерия Pr для условий, существующих при теплообмене в радиаторах, является величиной постоянной и равна 0,74, а показатель $B = 0,31 + 0,33$ (по В.В. Буркову) [1]. Тогда уравнение (2) представится так:

$$Nu = c Re^n. \quad (3)$$

Число Рейнольдса выражается следующей зависимостью:

$$Re = \frac{V d_{эк}}{\nu}, \quad (4)$$

т.е. число Рейнольдса зависит от кинетической вязкости ν , скорости теплоносителя V и от эквивалентного диаметра $d_{эк}$, который находится из выражения:

$$d_{эк} = \frac{4f}{n}, \quad (5)$$

где f – площадь поперечного сечения канала;

n – смоченный периметр канала.

В указанных критериальных зависимостях процесс теплоотдачи рассматривается при начальном стабилизированном потоке теплоносителей, т.е. скорость потока V имеет установившийся характер. В действительности же при работе двигателя и его системы охлаждения в условиях эксплуатации нагрузка и скоростной режим непрерывно меняются.

На основании теории и экспериментов установлено, что в условиях эксплуатации автотракторного двигателя момент сопротивления его непрерывно меняется и его изменения имеют колебательный характер. На основании теории приближенных вычислений В.Н. Болтинский предложил рассматривать эти колебания в виде гармонической функции, т.е. диаграмму момента сопротивления M_c можно с достаточной точностью представить как цепь непрерывно следующих друг за другом синусоид и косинусоид с различными значениями ΔM_c и T . Непрерывно меняющееся изменение $M_{ср}$ вызывает непрерывно меняющееся изменение скоростного режима двигателя, который будет зависеть от параметров, характеризующих неустановившийся режим, т.е. от $M_{ср}$, δ_c и T .

При не измененном передаточном отношении привода водяного насоса и вентилятора колебательный характер изменения скоростного режима двигателя будет вызывать пульсирующее изменение скорости теплоносителей, т.е. поток воды и воздуха перед входом в трубку и сердцевину радиатора будет иметь уже нестабилизированный характер.

В этом случае для воздуха разрушение пограничного слоя на трубках первого ряда за счет начальной турбулентности, возникающей в результате пульсирующей скорости при неустановившемся режиме, и продолжающееся колебательное движение воздуха в глубине сердцевины радиа-

тора должно увеличить теплообмен в радиаторе.

При неустановившемся, нестабилизированном течении воды формирование структуры потока в начальном участке трубы будет происходить неравномерно, волнообразно, со срывом. Образующийся пограничный слой вследствие этого будет разрушаться, увеличивая неупорядоченность течения воды и тем самым развивая турбулентность течения, что увеличивает интенсивность теплообмена. В дальнейшем течение воды в трубе будет происходить в непрерывном изменении распределения скорости по сечению трубы.

При изменении скорости жидкости в радиаторе и воздуха перед радиатором будет изменяться характер движения жидкости (воздуха), характеризуемый числом Рейнольдса Re . С увеличением числа Re более 2300 ламинарный режим движения переходит к турбулентному. Передача тепла приобретает конвективный характер, и коэффициент теплопередачи возрастает.

При турбулентном движении жидкости или воздуха вдоль поверхности твердого тела на последнем всегда существует ламинарный подслой. Передаваемое от поверхности тепло должно пройти через этот подслой, и только после этого оно может переноситься дальше благодаря турбулентному движению жидкости и воздуха. Это взаимодействие между ламинарным подслоем и турбулентным движением потока и является определяющим для теплообмена.

Влияние параметров неустановившейся нагрузки на скорость теплоносителей, а следовательно, и на теплопередачу в радиаторе можно выразить аналитически.

Для определения мгновенного значения частоты вращения коленчатого вала двигателя при неустановившейся нагрузке используем известное уравнение [2]:

$$n = n_{ср} + \frac{0,76T \sqrt{M_{ср}^2 \delta_c^2 + 4\Delta M_k^2 - 4M_{ср} \delta_c \Delta M_k \cos \alpha}}{I_{\epsilon a}} \sin(\omega_c t + \varphi), \quad (6)$$

где $n_{ср}$ – средняя частота вращения при неустановившейся нагрузке;

T – период изменения нагрузки;

$M_{ср}$ – среднее значение момента сопротивления в течение периода изменения нагрузки;

δ_c – степень неравномерности момента сопротивления;

ΔM_k – амплитуда изменения момента двигателя;

ω_c – круговая частота изменения нагрузки;

t – время;

φ – фазовый угол отставания реакции регулятора от изменения $M_{ср}$;

$I_{\text{са}}$ – момент инерции машинно-тракторного агрегата.

Известное уравнение для определения средней частоты вращения коленчатого вала двигателя при неустановившейся нагрузке запишется как [2]:

$$n_{\text{ср}} = \frac{B_1(a_2 - M_{\text{ср}})\left(\frac{T}{2} - t_6\right) + B_2 t_6(a_1 - M_{\text{ср}}) + (B_1 - B_2) \frac{M_{\text{ср}} \delta_c \text{Sin} \omega_c t_6}{2\omega_c}}{0,5TB_1B_2}, \quad (7)$$

где t_6 – время работы двигателя на безрегуляторной ветви скоростной характеристики;

a_1, a_2, B_1, B_2 – коэффициенты, характеризующие протекание кривой скоростной характеристики.

По известной формуле скорость воздуха и воды определяется как:

$$V_L = \frac{A_1 i_{\text{в}} n_{\text{дв}}}{F_{\text{фр}}}, \quad (8)$$

$$V_{\text{в}} = \frac{A_2 i_{\text{н}} n_{\text{дв}}}{F_{\text{жв}}}, \quad (9)$$

где A_1, A_2 – коэффициенты пропорциональности, учитывающие конструктивные параметры вентилятора и водяного насоса; а также для воздуха – соотношение $F_{\text{вент}}/F_{\text{фр}}$ и сопротивление воздушного тракта; для воды – сопротивление гидравлического тракта;

$i_{\text{в}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{дв}}}$; $i_{\text{н}} = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{дв}}}$ – передаточное отношение привода вентилятора и водного насоса;

$F_{\text{фр}}$ – площадь фронта сердцевин радиатора;

$F_{\text{ж.в}}$ – живое сечение радиатора по воде;

$n_{\text{дв}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя.

Подставляя в уравнение (8) и (9) вместо $n_{\text{дв}}$ значения мгновенной частоты вращения коленчатого вала двигателя при неустановившемся режиме из уравнения (6) и (7), получим, соответственно, скорость воздуха перед фронтом радиатора или воды в трубках при неустановившейся нагрузке:

$$V_{Lн} = \frac{A_1 i_{\text{в}} n}{F_{\text{фр}}}; \quad V_{\text{вн}} = \frac{A_2 i_{\text{в}} n}{F_{\text{жв}}}. \quad (10)$$

Подставляя значение скорости (для воздуха или для воды) из уравнения (10) в (4) и (3), получим уравнение, выражающее в обобщенном виде коэффициент теплоотдачи, соответственно, по воздуху и воде:

$$Nu_{Lн} = C \left\{ \frac{A_1 i_{\text{в}} d_{\text{эк}}}{F_{\text{фр}} \nu} \left[\frac{B_1(a_2 - M_{\text{ср}})\left(\frac{T}{2} - t_6\right) + B_2 t_6(a_1 - M_{\text{ср}}) + (B_1 - B_2) \frac{M_{\text{ср}} \delta_c \text{Sin} \omega_c t_6}{2\omega_c}}{0,5TB_1B_2} + \frac{0,76T \sqrt{M_{\text{ср}}^2 \delta_c^2 + 4\Delta M_{\text{к}}^2 - 4M_{\text{ср}} \delta_c \Delta M_{\text{к}} \text{Cos} \varphi \text{Sin}(\omega_c t + \varphi)}}{I_{\text{са}}} \right] \right\}^n, \quad (11)$$

$$Nu_{\text{вн}} = C \left\{ \frac{A_1 i_{\text{в}} d_{\text{эк}}}{F_{\text{фр}} \nu} \left[\frac{B_1(a_2 - M_{\text{ср}})\left(\frac{T}{2} - t_6\right) + B_2 t_6(a_1 - M_{\text{ср}}) + (B_1 - B_2) \frac{M_{\text{ср}} \delta_c \text{Sin} \omega_c t_6}{2\omega_c}}{0,5TB_1B_2} + \frac{0,76T \sqrt{M_{\text{ср}}^2 \delta_c^2 + 4\Delta M_{\text{к}}^2 - 4M_{\text{ср}} \delta_c \Delta M_{\text{к}} \text{Cos} \varphi \text{Sin}(\omega_c t + \varphi)}}{I_{\text{са}}} \right] \right\}^n. \quad (12)$$

$$\text{Так как } Nu_L = \frac{L_L d_{\text{ЭК}}}{\lambda} \text{ и } Nu_B = \frac{L_B d_{\text{ЭК}}}{\lambda}, \text{ и}$$

зная значения $Nu_{Lн}$ и $Nu_{Bн}$ при неустановившейся нагрузке, можно определить коэффициент теплопередачи K_n по уравнению (1), подставляя в него вместо L_L и L_B найденные значения их по критериальным зависимостям при неустановившейся нагрузке.

Анализируя уравнения (10), (11) и (12), можно сказать, что скорость теплоносителей и теплоотдача зависит от параметров неустановившегося режима ($M_{\text{ср}}$, T и δ_c), момента инерции машинно-тракторного агрегата ($I_{\text{сд}}$) и характера протекания скоростной характеристики двигателя (коэффициенты a_1 , a_2 , v_1 , v_2). При этом чем больше δ_c и меньше T , тем больше пульсирующее изменение скорости и тем интенсивнее теплоотдача.

Исследования, проведенные на двигателях В-2 и А-41М [3, 4], показали, что влияние пульсирующего изменения скоростного режима течения теплоносителей при работе двигателя на неустановившемся режиме на количество отводимого с водой тепла приводит к увеличению последнего на 6-10%, в результате чего температура воды на выходе из радиатора уменьшается в среднем (в пределах изменения δ_c от 0,2 до 0,8 и T от 1 до 4 с) на 3-12% по сравнению с установившимся стационарным режимом.

Предусмотренный 10-15%-ный запас эффективности системы охлаждения при ее расчете и получаемый 6-10%-ный при работе двигателя на неустановившемся режиме приводит к снижению температурного режима системы охлаждения, а следовательно, и двигателя.

Таким образом, учитывая влияние неустановившейся нагрузки на работу двигателя и его системы охлаждения в условиях эксплуатации, расчет последней следует проводить по общепринятой методике (в которой не учитывается неустановившийся режим), но с учетом только 5% повышения тепловой эффективности системы охлаждения.

Выводы

1. При определении теплоотдачи в системах охлаждения двигателей мобильных машин, работающих в условиях эксплуатации, необходимо учитывать неустановившийся характер их нагрузки. Непрерывное изменение частоты вращения ко-

ленчатого вала двигателя при неустановившемся режиме работы оказывает влияние на режим движения теплоносителей (воды и воздуха), поток которых принимает пульсирующий характер, что приводит к увеличению турбулизации потока и увеличению интенсификации конвективного теплообмена.

2. Для анализа процесса теплоотдачи в обобщенном виде целесообразно использовать критериальные уравнения, в которых должно учитываться пульсирующее изменение скорости теплоносителей, вызванное неустановившимся режимом работы двигателя. С учетом этих замечаний в работе предлагаются критериальные зависимости, представленные уравнениями (10), (11) и (12), раскрывающими физический смысл увеличения теплоотдачи в радиаторе при работе двигателя на неустановившейся нагрузке.

3. Расчет системы охлаждения следует проводить по общепринятой методике (в которой не учитывается неустановившийся режим), но с учетом уменьшения коэффициента запаса на повышение тепловой эффективности системы охлаждения, вводимого при ее расчете; в связи с влиянием неустановившегося режима на теплоотдачу в радиаторе коэффициент запаса целесообразно принимать в пределах 1,0-1,1.

Библиографический список

1. Бурков В.В. Влияние конструктивных элементов на эффективность системы охлаждения автотракторного двигателя / В.В. Бурков // Записки Ленинградского сельскохозяйственного института. – Вып. 108. – 1967. – С. 18-24.
2. Кузнецов А.П. О работе двигателя Д-130 на ветви перегрузки при неустановившемся режиме / А.П. Кузнецов, В.А. Гусятников, В.Н. Попов // Сб. трудов ЧИМЭСХ. – Вып. 28. – 1967. – С. 28-32.
3. Деев А.Г. Исследование работы системы охлаждения двигателя мобильного агрегата при неустановившейся нагрузке: дис. ... к.т.н. / А.Г. Деев // Челябинск, 1970. – 189 с.
4. Кривенко В.С. О тепловом состоянии гильз цилиндров быстроходного дизельного двигателя А-41М / В.С. Кривенко, А.Г. Деев, В.И. Четовников // Тезисы докладов научно-технической конференции преподавателей и сотрудников АСХИ. – Барнаул, 1976. – С. 42-44.

