

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Л. В. НЕЧАЕВ

(Представлено проф. докт. В. К. Нечаевым)

Многолетний опыт эксплуатации двигателей внутреннего сгорания различного типа и назначения, теоретические соображения и специально поставленные эксперименты показывают, что основные характеристики двигателя — мощность, экономичность, долговечность по износу — в значительной степени зависят от теплового режима, определяемого, в основном, температурами масла и охлаждающей воды в системе охлаждения [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Этими и другими аналогичными работами установлено, что для каждого двигателя есть некоторая определенная (так называемая оптимальная) температура в системе охлаждения, которая обеспечивает получение наибольших значений эффективной мощности, экономичности и долговечности при данных цикловой топливоподаче и числе оборотов. По мнению некоторых авторов [7, 9], для данного двигателя оптимальная температура почти одинакова для всех скоростных и нагрузочных режимов. Поэтому систему охлаждения желательно выполнять такой, чтобы в ней поддерживалась оптимальная температура, почти постоянная по величине, при различных условиях работы.

Известно, что обычная радиаторная система жидкостного охлаждения замкнутого типа с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости не обеспечивает постоянства температуры в системе охлаждения при изменении режима работы двигателя [1, 2, 5, 9, 10]. Применяемые до настоящего времени термостаты, жалюзи, утеплители в некоторой степени способствуют стабилизации температуры воды, но сами по себе обладают рядом существенных недостатков, и поэтому их применение не является удачным решением вопроса о поддержании наивыгоднейшего температурного режима.

За последние годы ряд фирм (Порше, Швитцер—Камминс, Джералс—Моторс и др.), наших отечественных заводов (Горьковский, Уральский, Минский автозаводы) и научно-исследовательских институтов (НАМИ, НАТИ) уделяют серьезное внимание разработке устройств, автоматически изменяющих теплорассеивающую способность радиатора за счет периодического выключения, плавного изменения числа оборотов или угла установки лопастей вентилятора [8]. Попутно при этом достигается сокращение затрат мощности на вентилятор, особенно заметное

при работе двигателя в зимнее время и на частичных нагрузках [2, 5, 8, 11].

Однако создание таких устройств в большинстве случаев идет «наощупь». В учебной и специальной литературе вопросам автоматического регулирования в системе охлаждения не уделяется должного внимания; почти нет данных о том, как определить характеристики регулируемого объекта — системы охлаждения; каким требованиям должен удовлетворять регулятор; как и от чего изменяется регулируемый параметр — температура охлаждающей жидкости.

Из общей теории регулирования известно, что для выбора системы регулирования, типа регулятора и предъявления к нему определенных требований необходимо иметь статические и динамические характеристики регулируемого объекта. В нашем случае эти характеристики представляют зависимость регулируемого параметра — температуры охлаждающей воды (чаще всего температуры охлаждающей воды t_2 на выходе из двигателя [8, 9]) от основных факторов, которые изменяют эту температуру и характеризуют условия работы двигателя, т. е. нагрузки p_e , числа оборотов коленчатого вала n и температуры охлаждающего радиатора воздуха t_{a1} , т. е.

$$t_w = f(p_e, n, t_{a1}),$$

или

$$t_2 = f(p_e, n, t_{a1}),$$

здесь t_w — средняя температура в системе охлаждения.

Статические характеристики определяют эти зависимости для случая бесконечно медленного изменения величин p_e , n , t_{a1} . Динамические характеристики определяют характер изменения температуры t_w (или t_2) во времени при заданном законе изменения p_e , n или t_{a1} (обычно задаются скачкообразным изменением этих величин).

Следует отметить, что знание статических характеристик системы охлаждения будет полезным для решения многих других задач, не связанных с автоматизацией в системе охлаждения — вопросов повышения эффективности системы охлаждения, сокращения габаритов радиатора, а также вопросов теплопередачи, экономичности, долговечности, детонации и т. д. в условиях эксплуатации.

В настоящее время фактических материалов по статическим характеристикам системы охлаждения очень мало [например, 2, 9, 12], а аналитическое обобщение опытных данных, за исключением работы Канарчука Е. А. [12], проведенной для двигателя автомобиля ГАЗ-ММ, отсутствует.

Понятно, что статические характеристики могут быть определены экспериментально и по данным экспериментов выведены эмпирические зависимости

$$t_w = f_1(p_e) \quad \text{при } n = \text{const и } t_{a1} = \text{const},$$

$$t_w = f_2(n) \quad \text{при } p_e = \text{const и } t_{a1} = \text{const},$$

$$t_w = f_3(t_{a1}) \quad \text{при } p_e = \text{const и } n = \text{const}.$$

Именно такую работу и проделал Канарчук Е. А. [12]. Характер кривых для различных двигателей при одинаковых условиях работы, как и для одного двигателя при различных условиях работы, может быть самым различным. Естественно, что такой способ определения статических характеристик связан с большой затратой времени на проведение многочисленных опытов и с необходимостью иметь уже готовый двигатель.

Установить же какую-то обобщенную для различных двигателей и условий работы закономерность будет затруднительно, поскольку при этом оказывается скрытым механизм передачи тепла от газов воде в двигателе и от воды воздуху в радиаторе. Поэтому понятно, что статические характеристики, снятые экспериментально, а также закономерность их протекания, установленная эмпирически по опытным данным, будут иметь частный характер и с весьма большим затруднением могут быть использованы для других двигателей.

Установление общих закономерностей протекания статических характеристик должно быть основано на анализе механизма передачи тепла в двигателе и радиаторе.

В данной статье выводятся аналитическим путем уравнения, связывающие температуру в системе охлаждения с условиями работы или с некоторыми характеристиками системы охлаждения, прямо или косвенно зависящими от этих условий.

Известно, что при расчетах и исследованиях систем охлаждения в практике двигателестроения широко пользуются уравнением Ньютона для конвективного теплообмена, обеспечивающим вполне достаточную практическую точность [2, 10].

Уравнение Ньютона в элементарном виде

$$dQ_{w\partial} = kF(T - t_w) d\tau,$$

здесь

$dQ_{w\partial}$ — количество тепла, отдаваемое газами через стенки цилиндров воде, в *ккал*;

k — мгновенное значение коэффициента теплопередачи (определяется по уравнениям Брилинга Н. Р., Нуссельта, Эйхельберга, Яклича и др.), в *ккал/м²час град*;

T — мгновенное значение температуры газов в цилиндре, в $^{\circ}\text{C}$;

t_w — средняя температура воды, в $^{\circ}\text{C}$;

$d\tau$ — элементарный промежуток времени.

Величины k , F и T в реальном двигателе переменны во времени. Количество тепла, переданное в воду за час, пропорционально количеству тепла за цикл и количеству циклов

$$Q_{w\partial} = Z \int_{\tau_{\text{цикла}}} dQ_{w\partial},$$

здесь Z — количество циклов в час.

Известно, что теплопередачу $Q_{w\partial}$ можно представить в виде уравнения Ньютона

$$Q_{w\partial} = k_{\partial\partial} \cdot F_{\partial\partial} (T_{\partial} - t_w), \quad \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (1)$$

здесь

$Q_{w\partial}$ — количество тепла, отводимого от газов воде в двигателе за час;

$k_{\partial\partial}$ — эффективный коэффициент теплопередачи от газов через стенку цилиндра охладителю, в *ккал/м²час град*;

$F_{\partial\partial}$ — эффективная площадь поверхности теплообмена (постоянная по времени) для всех цилиндров, в *м²*;

T_{∂} — эффективная температура газов в цилиндре, в $^{\circ}\text{C}$;

t_w — средняя температура воды в двигателе, в $^{\circ}\text{C}$, равная

$$t_w = \frac{t_1 + t_2}{2},$$

где t_1 — температура воды, входящей в двигатель, в $^{\circ}\text{C}$;

t_2 — температура воды, выходящей из двигателя, в °С.

Под эффективными значениями $k_{\partial\partial}$, $T_{\partial\partial}$ и T_{∂} следует понимать такие постоянные по времени (при данных условиях работы) значения коэффициента теплопередачи, площади теплообмена и температуры газов, которые обеспечивают за час такую же теплопередачу, как и в реальном двигателе при переменных k , F и T . Эти эффективные значения $k_{\partial\partial}$, $T_{\partial\partial}$ и T_{∂} могут быть определены из опыта соответствующей обработкой результатов измерения температур при прогреве и охлаждении двигателя.

Уравнение Ньютона для теплопередачи в радиаторе имеет вид

$$Q_p = k_p F_p (t_w - t_s), \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (2)$$

здесь

Q_p — количество тепла, отводимого от воды воздуху в радиаторе, в ккал;

k_p — коэффициент теплопередачи от воды воздуху в радиаторе, в ккал/м² час град;

F_p — эффективная площадь охлаждения радиатора, в м²;

t_s — средняя температура воздуха в радиаторе, в °С, равная

$$t_s = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2};$$

t_{s1} и t_{s2} — температуры воздуха до и после радиатора, в °С.

Для любого установившегося режима работы тепловой баланс в системе охлаждения имеет вид

$$Q_{w\partial} = Q_p \cdot \beta, \quad (3)$$

здесь β — коэффициент, больший 1, учитывает теплопередачу боковой поверхностью двигателя. Обычно в расчетах принимают

$$\beta = 1.$$

Если воспользоваться имеющимися в литературе [2, 10, 12, 13] уравнениями, связывающими количество тепла $Q_{w\partial}$ с конструкцией двигателя и условиями работы, то на основании уравнений (2) и (3), задавшись по данным испытаний радиаторов значениями k_p и F_p конкретного радиатора, можно определить тепловой напор в радиаторе, равный

$$\Delta t = t_w - t_s = \frac{Q_{w\partial}}{k_p F_p}.$$

Заменим в этом уравнении средние значения температур t_w и t_s через начальные и конечные по уравнениям

$$t_2 = 2t_w - t_1; \quad t_{s2} = 2t_s - t_{s1},$$

а также воспользуемся уравнениями для количества тепла, отданного водой в радиаторе

$$Q_{wp} = G_w c_w (t_2 - t_1) \frac{\text{ккал}}{\text{час}} \quad (4)$$

и полученного воздухом

$$Q_s = G_s \cdot c_s (t_{s2} - t_{s1}) \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (5)$$

где G_w и G_b — часовые расходы воды и воздуха, в $кг/час$; c_w и c_b — теплоемкости воды и воздуха, в $ккал/кг\ град$, и составим два уравнения

$$\Delta t = t_w - t_b = \frac{t_2 + t_1}{2} - \frac{t_{b2} + t_{b1}}{2} = \frac{Q_{w\partial}}{k_p F_p},$$

$$G_w \cdot c_w (t_2 - t_1) = G_b \cdot c_b (t_{b2} - t_{b1}).$$

Из этих уравнений можно определить неизвестные величины t_2 , t_1 или t_{b2} . Например,

$$t_2 = \frac{Q_{w\partial}}{k_p F_p} + \frac{t_{b2} + t_{b1}}{2} + \frac{1}{2} \frac{G_b c_b}{G_w c_w} (t_{b2} - t_{b1}).$$

На основании уравнения теплового баланса всей системы, имеющего вид для установившегося режима

$$Q_{w\partial} = Q_{wp} = Q_p = Q_b, \quad (6)$$

и уравнения (5) можно определить окончательно температуру t_2

$$t_2 = \frac{Q_{w\partial}}{k_p F_p} + \frac{1}{2} Q_{w\partial} \left(\frac{1}{G_b \cdot c_b} + \frac{1}{G_w \cdot c_w} \right) + t_{b1}. \quad (7)$$

Уравнение (7) представляет собой аналитическое выражение статической характеристики системы охлаждения. Неудобство этого уравнения заключается в том, что оно включает величину $Q_{w\partial}$, которая сама по себе зависит от температуры охлаждающей воды t_w [10, 12, 13]. Мы же хотим использовать уравнения статических характеристик именно для определения температуры охлаждающей воды. Это обстоятельство в значительной степени усложняет задачу.

Воспользуемся иным путем для определения связи между температурами воды t_2 и t_1 и условиями эксплуатации, которые в наших уравнениях (1), (2), (4) и (5) косвенно или прямо учтены в виде температуры воздуха t_{b1} и соответствующих данному режиму работы значений $k_{\partial b}$, $F_{\partial b}$, T_{∂} , k_p , G_b , G_w .

Перепишем уравнения (1), (2), (4), (5) в следующем виде:

$$Q_{w\partial} = k_{\partial b} F_{\partial b} \left(T_{\partial} - t_1 - \frac{\Delta t_w}{2} \right), \quad (1a)$$

$$Q_p = k_p F_p \left(t_1 + \frac{\Delta t_w}{2} - t_{b1} - \frac{\Delta t_b}{2} \right), \quad (2a)$$

$$Q_{wp} = G_w c_w \Delta t_w, \quad (4a)$$

$$Q_b = G_b c_b \Delta t_b. \quad (5a)$$

В этих уравнениях

$\Delta t_w = t_2 - t_1$ — подогрев воды в двигателе, равный по величине охлаждению воды в радиаторе (для установившегося режима работы), в $^{\circ}C$; $\Delta t_b = t_{b2} - t_{b1}$ — подогрев воздуха в радиаторе, в $^{\circ}C$.

Применяя способ решения системы уравнений с помощью определителей, можно показать, что эта система уравнений имеет единственное решение для неизвестных t_1 , Δt_w , Δt_b , Q , где на основании равенства (6)

$$Q = Q_{w\partial} = Q_{wp} = Q_p = Q_b.$$

Обозначим

$$k_{\partial b} T_{\partial b} = a, \quad k_p F_p = b, \quad G_w c_w = c, \quad G_b \cdot c_b = d.$$

Используя равенство (6) и принятые обозначения, решаем систему уравнений (1а), (2а), (4а) и (5а) относительно искомых неизвестных t_1 , Δt_w , Δt_s и Q :

$$t_1 = T_э \left[1 - \frac{bd(2c+a)}{c(2bd+2ad+ab)} \right] + t_{с1} \frac{bd(2c+a)}{c(2bd+2ad+ab)}, \quad (7)$$

$$\Delta t_w = (T_э - t_{с1}) \frac{2abd}{c(2bd+2ad+ab)}, \quad (8)$$

$$\Delta t_s = (T_э - t_{с1}) \frac{2ab}{2bd+2ad+ab}, \quad (9)$$

$$Q = (T_э - t_{с1}) \frac{2abd}{2bd+2ad+ab}. \quad (10)$$

На основании уравнений (7) и (8) можно найти, что температура t_2 на выходе из двигателя равна

$$t_2 = T_э \left[1 - \frac{bd(2c-a)}{c(2bd+2ad+ab)} \right] + t_{с1} \frac{bd(2c-a)}{c(2bd+2ad+ab)}. \quad (11)$$

Выведенные зависимости позволяют аналитически определить характер изменения любого параметра (т. е. t_1 , t_2 , Δt_w или Δt_s) при изменении одной или нескольких характеристик системы. Под характеристиками системы будем понимать величины a , b , c , d и $T_э$.

Как видно из уравнений (7) и (11), температуры воды t_1 и t_2 линейно зависят от температуры воздуха $t_{с1}$ (при постоянстве других характеристик). Опыты Канарчука Е. А. [12] показывают, что практически зависимость средней температуры воды от температуры воздуха очень близка к линейной.

Если на основании уравнений (7) и (11) построить графическую зависимость t_2 и t_1 от $a = k_{об} F_{об}$, то получим кривые, подобные тем, которые изображены на рис. 1. Анализируя уравнения (7) и (11) и графики на рис. 1, можно сделать вывод, что установившиеся температуры воды на входе в двигатель и выходе из него изменяются с изменением a по криволинейному закону, асимптотически приближаясь к некоторым предельным значениям

$$\lim_{a \rightarrow \infty} t_1 = T_э - \frac{(T_э - t_{с1}) bd}{2dc + bc},$$

$$\lim_{a \rightarrow \infty} t_2 = T_э + \frac{(T_э - t_{с1}) bd}{2dc + bc},$$

а предел средней температуры t_w равен

$$\lim_{a \rightarrow \infty} t_w = \frac{\lim_{a \rightarrow \infty} t_1 + \lim_{a \rightarrow \infty} t_2}{2} = T_э.$$

Следует заметить, что выражение для $\lim_{a \rightarrow \infty} t_2$ не имеет физического смысла, поскольку температура системы не может быть выше тем-

пературы газов T_g , поэтому средняя температура воды при любом значении a и $b \neq 0$ будет меньше температуры газов T_g .

Если использовать уравнения (7) и (11) для определения средней температуры воды, то можно обнаружить, что ее величина не зависит от скорости воды. Это обстоятельство значительно упрощает задачу аналитического определения средней температуры в системе охлаждения при неустановившемся тепловом режиме.

Исследование зависимостей параметров t_1 , t_2 , Δt_w , Δt_g от характеристик системы по уравнениям (7)–(11) следует, естественно, начинать для случая идеализированной схемы двигателя, полагая, что

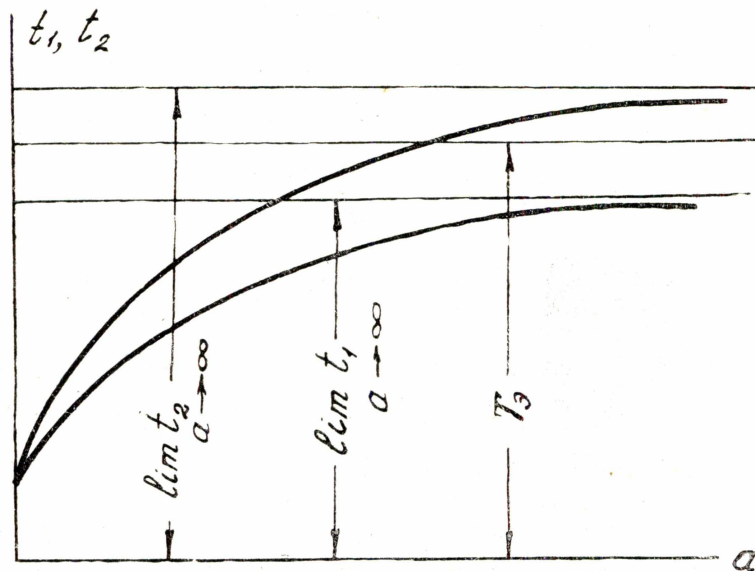


Рис. 1.

характеристики системы не зависят друг от друга. Под идеализированной схемой, для которой и составлены рассматриваемые уравнения, мы будем понимать такой двигатель, у которого:

а) поверхность теплообмена $F_{\partial v}$ между газом и охладителем неизменна по времени;

б) объем цилиндров с поверхностью $F_{\partial v}$ наполнен газом с постоянной температурой T_g ;

в) коэффициент теплоотдачи $k_{\partial v}$ от газов воде через стенку цилиндра постоянен по времени и по поверхности $F_{\partial v}$.

Выше было указано, что в реальном двигателе из-за цикличности его работы коэффициент теплопередачи k , температура T и поверхность теплообмена F переменны во времени. Эффективные показатели $k_{\partial v}$, $F_{\partial v}$, T_g связаны с мгновенными значениями k , F , T следующими соотношениями:

$$F_{\partial v} = \frac{\int_{\tau=0}^{\tau_{\text{цикла}}} F d\tau}{\tau_{\text{цикла}}},$$

$$k_{\partial v} = \frac{\int_{\tau=0}^{\tau_{\text{цикла}}} k F d\tau}{\int_{\tau=0}^{\tau_{\text{цикла}}} F d\tau},$$

$$T_{\text{э}} = \frac{\int_{\tau=0}^{\tau_{\text{цикла}}} kFTd\tau}{\int_{\tau=0}^{\tau_{\text{цикла}}} kFd\tau}.$$

В реальном двигателе характеристики системы a , b , c , d и T взаимосвязаны и косвенно или прямо зависят от условий работы, т. е. нагрузки p_e , числа оборотов коленчатого вала n и атмосферных условий. В ряде случаев эти зависимости или достаточно просты, или в значительной степени исследованы (например, зависимость производительности вентилятора от его числа оборотов, зависимость коэффициента теплоотдачи радиатора от весовой скорости воздуха, а следовательно, и производительности вентилятора). В других случаях взаимосвязь между характеристиками и их зависимость от условий работы сложны и могут быть установлены лишь на основании дополнительных исследований различных двигателей (например, зависимость температуры $T_{\text{э}}$ от нагрузки или числа оборотов, взаимосвязь между характеристиками a и $T_{\text{э}}$, зависимость производительности водяного насоса от числа оборотов крыльчатки при различных температурах t_1).

Вопросы о взаимосвязи характеристик системы и их зависимость от условий работы, исследования статических характеристик идеализированного двигателя, вопрос о динамических характеристиках системы жидкостного охлаждения и методику определения эффективных значений $k_{\text{ов}}$, $E_{\text{ов}}$ и $T_{\text{э}}$ автор намечает осветить в следующих статьях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левин М. И. Оптимальный температурный режим в системах охлаждения двигателей и требования к автоматическому регулированию температуры. Сб. ЦНИДИ, № 26, Машгиз, 1954.
2. Силаев А. А. Жидкостные системы охлаждения двигателей. Машгиз, 1948.
3. Друзгальский В. В. Влияние температуры гильз цилиндров на интенсивность их коррозионного изнашивания. Журн. «Механизация и электрификация соц. с. х.», № 4, 1961.
4. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз, 1961.
5. Кувшинов Я. Улучшение теплового режима тракторных двигателей. Журн. «Техника в сельском хозяйстве», № 7, 1961.
6. Гурвич И. Б. Износ автомобильных двигателей. Из опыта Горьковского автозавода, Машгиз, 1961.
7. Салимов А. У. Влияние теплового состояния двигателя на его мощность и экономичность. Труды Среднеазиатского политехнического ин-та, вып. 15, 1961.
8. Минкин М. Л. Автоматическое управление вентилятором системы охлаждения. Журн. «Автомобильная промышленность», № 10, 1958.
9. Левин М. И., Циркин М. И. Системы автомобильного регулирования температур в судовых дизельных установках. Судпромгиз, 1959.
10. Конструкция и расчет автотракторных двигателей, под ред. проф. Степанова Ю. А. Машгиз, 1957.
11. Гаврилов Ф. Исследование влияния работы радиаторного вентилятора на тепловое состояние и экономичность автотракторного двигателя. Труды Сибирского автомобильно-дорожного института, сб. 6, Омск, 1957.
12. Канарчук Е. А. Исследование влияния условий эксплуатации на температурный режим системы охлаждения автомобильного двигателя. Кандидатская диссертация, Киев, 1950.
13. Рахманович А. Н. Влияние температуры охлаждения на работу дизеля. Труды ЦИАМ, сб. № 1, 1936.