

Предложена система уравнений, позволяющая на стадии проектирования расчетным путем выявить численные значения параметров состояния рабочего тела и показателей цикла бескривошипной поршневой тепловой машины (в том числе, с продолженным расширением).

На основании анализа результатов расчетного моделирования рабочего цикла и параметров тепловой машины с продолженным расширением рабочего тела можно заключить следующее: применение горизонтально асимметричных беговых дорожек позволяет повысить индикаторные показатели цикла с продолженным расширением рабочего тела на 3...6 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. RU 2196237 C1, 7F02B75/32, F01B3/04. Бесплатный двигатель внутреннего сгорания (варианты) / Б.А. Шароглазов, В.В. Клементьев (РФ). – № 2001127897/06; Заявлено 12. 10. 2001; Приоритет 12. 10. 2001; Оpubл. 10. 01. 2003 // Бюл. № 1.

621.436.03

ПОКАЗАТЕЛЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Д-р.техн.наук, проф. В.В.ЭФРОС, асп. В.М. ЛАЗАРЕВ

Предложен показатель эффективности для систем жидкостного охлаждения тракторных дизелей, учитывающий количество отводимой теплоты от двигателя и затраты мощности на перемещение теплоносителей в воздушном и жидкостном трактах. На основе предложенного показателя проведен выбор рациональных расходов жидкости и воздуха через систему охлаждения четырехцилиндрового дизеля.

A rate of effectiveness was offered for liquid cooling system of tractor diesel engines. Index includes

the amount of heat removed from the engine and power consumption for moving heat carriers in liquid and air circuits. The choice of efficient liquid and air flow through the fore cylinder diesel cooling system was made basing on the rate offered.

Совершенствование методов проектирования сложных изделий машиностроения, как правило, предполагает сокращение времени и трудозатрат на разработку и выпуск конструкторской документации. Это в полной мере относится к тепловым машинам, в том числе к дизелям, разработка которых требует значительного объема предпроектных исследований. Среди систем современного двигателя важная роль принадлежит системе охлаждения, определяющей технический уровень не только дизеля, но и объекта, в состав которого он включен.

В тракторостроении проблемы охлаждения приобретают еще большую значимость. Для пропашных машин характерно использование в различных почвенно-климатических зонах, широком диапазоне нагрузок, в условиях высокой запыленности и вибраций, отсутствия набегающего потока воздуха и т.д. Возможности увеличения габаритов охладителей (радиаторов) систем охлаждения тракторов при неуклонном росте удельных мощностей двигателя ограничены из-за необходимости обеспечения обзорности движущихся ходовых частей машины (управляемых колес или частей гусеницы).

Наибольшее распространение среди различных схем систем жидкостного охлаждения трактора (рис. 1) благодаря простоте, надежности и низкой стоимости получили системы «а» с охлаждением воздухом масла, надувочного воздуха и охлаждающей жидкости в специальных охладителях. В их составе при установке охладителя надувочного воздуха перед охладителем охлаждающей жидкости, как правило, применяются высоконапорные вентиляторы. Схемы «б» и «в» позволяют значительно упростить компоновку узлов системы охлаждения на двигателе и разместить агрегаты воздухообеспечения, включая охладитель воздуха, в зоне впускного и выпускного трубопроводов двигателя, снижая тем самым потери давления воздуха во впускном тракте.

Однако применение жидкости для охлаждения масла и наддувочного воздуха предъявляет повышенные требования к надежности охладителей для исключения попадания охлаждающей жидкости в наддувочный воздух и масло, а также подразумевает необходимость установки более эффективного охладителя охлаждающей жидкости.

Многообразие вариантов компоновочных и конструктивных исполнений систем жидкостного охлаждения тракторных дизелей затрудняет их расчет и оценку. Для уверенного выбора параметров жидкостной системы охлаждения при проектировании перспективных малотоксичных и высокофор-

сированных тракторных дизелей опубликованных к настоящему времени материалов оказывается недостаточно. Известные методологии расчета систем жидкостного охлаждения дизелей указанного назначения предусматривают в основном дискретное определение параметров узлов без учета особенностей их совместной работы на двигателе.

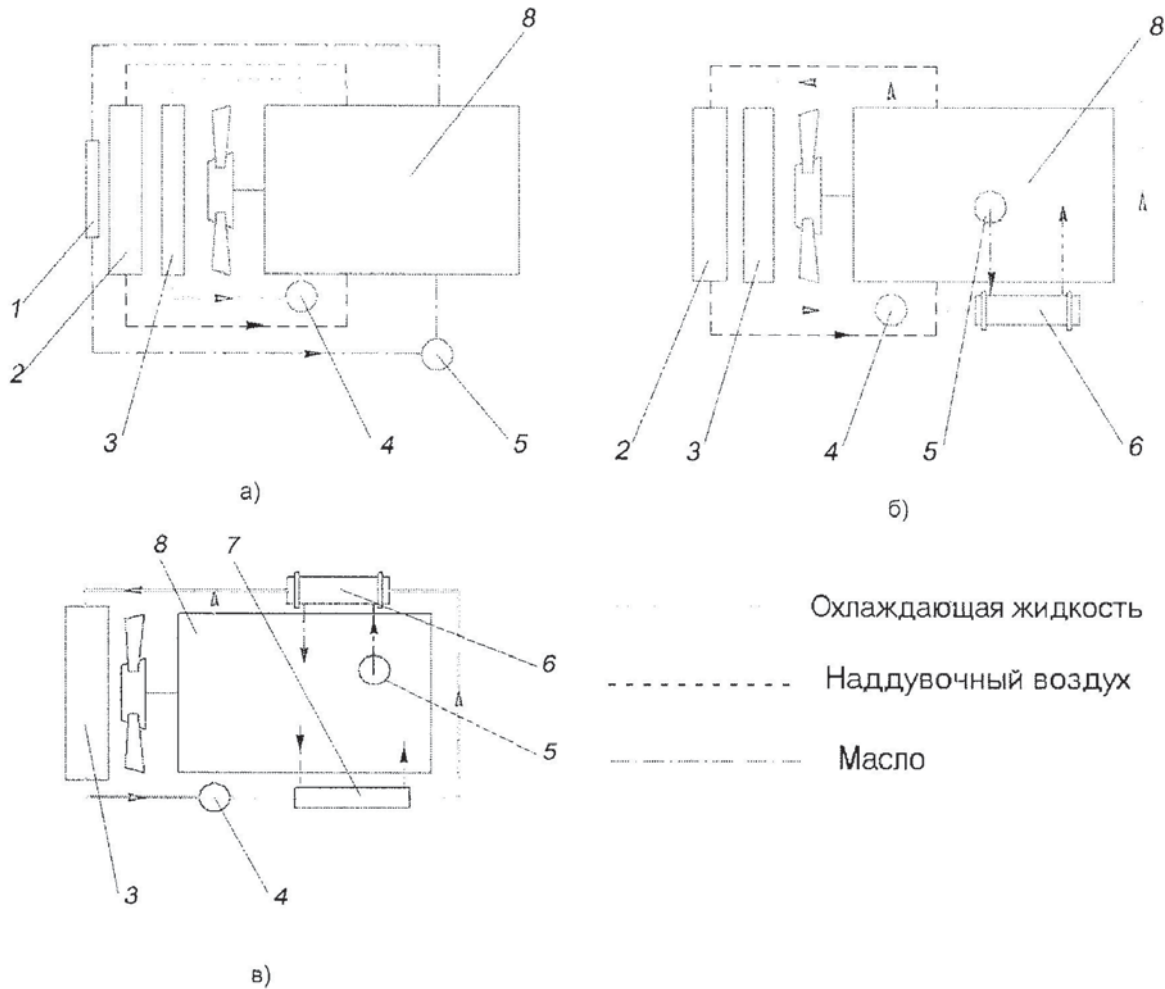


Рис.1. Схемы систем жидкостного охлаждения тракторных дизелей:

1- воздушно-масляный охладитель; 2- воздухо - воздушный охладитель наддувочного воздуха (ОНВ); 3- охладитель охлаждающей жидкости; 4- насос охлаждающей жидкости; 5 – масля-ный насос; 6- жидкостно - масляный охладитель; 7 - жидкостно-воздушный ОНВ ; 8 – ДВС

В конструкторской практике, с целью экономии времени и затрат на разработку, параметры агрегатов охлаждения (охладителя, вентилятора, жидкостного насоса) зачастую определяют ориентировочно на основании анализа данных по известным образцам. Подобный выбор агрегатов без оценки эффективности работы каждого из них как правило приводит к увеличению габаритов элементов системы и затрат мощности на охлаждение.

Проблемы разработки и совершенствования систем охлаждения наиболее полно изучены в тепловозостроении [1]. Методы расчета и оценки систем охлаждения тепловозных дизелей в большинстве случаев основаны на сопоставлении затрат мощности на перемещение теплоносителей и капиталовложений на изготовление агрегатов охлаждения. Наивыгоднейшими параметрами охлаждающих устройств принимаются такие, при которых сумма годовых эксплуатационных затрат и капиталовложений на систему охлаждения, приходящихся на один год нормативного срока окупаемости, минимальна.

Охладители тракторов по габаритам и массе значительно меньше теплообменных аппаратов двигателя тепловоза, поэтому для них приоритетными являются обеспечение требуемых температур охлаждающей жидкости и моторного масла при минимально возможных затратах на перемещение теплоносителей в условиях ограниченных габаритов моторного отсека. Кроме того, компоновка основных узлов систем охлаждения тракторных дизелей имеет определенную специфику, связанную с особенностью конструкции трактора, из-за необходимости удовлетворения требований навешиваемого на него оборудования и обеспечения обзорности с места водителя.

Для оценки эффективности теплообменных аппаратов часто за основу принимают энергетический показатель E , равный отношению двух видов энергии - теплоты Q , переданной в охладителе, и энергозатрат N на перемещение теплоносителей, т.е.

$$E = Q / N \quad (1)$$

Чем больше значение показателя E , тем выше эффективность охладителя. Это положение сформулировано еще в 40-е годы академиком М.В. Кирпичевым и широко используется в теплоэнергетике [2].

Система охлаждения двигателя, кроме блока теплообменных аппаратов, включает в себя ряд сложных узлов и агрегатов: со стороны воздушного тракта – вентилятор, кожух вентилятора; со стороны гидравлического тракта – насос, термостат, блок и трубопроводы. Таким образом, систему охлаждения необходимо рассматривать как комплекс, состоящий из всех перечисленных взаимосвязанных устройств, обладающих индивидуальными параметрами и характеристиками.

Теплоотдача в систему охлаждения $Q_{\text{охл}}$ пропорциональна мощности двигателя N_e

$$Q_{\text{охл}} = B N_e, \quad (2)$$

где B – коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей двигателя.

Для тракторных дизелей с умеренным наддувом, по данным большинства литературных источников, величина $Q_{\text{охл}}$ на режиме номинальной мощности

$$Q_{\text{охл}} = 1800 \dots 2850, \text{ кДж/ч.}$$

В соответствии с принципом теплового равновесия системы, теплоотдача в охлаждающую жидкость $Q_{\text{охл}}$ равна теплорассеивающей способности охладителя Q_p , которая для определенных диапазонов температур и расходов горячего и холодного теплоносителей с погрешностью $\pm 10\%$ определяются эмпирической зависимостью

$$Q_p = A G_{\text{ж}}^j G_{\text{в}}^v, \quad (3)$$

где $G_{\text{ж}}$ и $G_{\text{в}}$ – массовые расходы охлаждающих жидкости и воздуха, A – коэффициент пропорциональности, j и v – показатели степеней – учитывающие особенности конструкции ребрения охладителя (определяются по результатам теплотехнических испытаний охладителя).

Затраты на прокачку холодного и горячего теплоносителя в системе охлаждения двигателя определяются затратами мощности на привод насоса $N_{\text{н}}$ и вентилятора $N_{\text{в}}$ и зависят от характеристик агрегатов, охлаждающей жидкости, гидравлического и воздушного трактов, а также от параметров окружающей среды

$$N_{\text{охл}} = N_{\text{н}} + N_{\text{в}}. \quad (4)$$

Мощность, затрачиваемая вентилятором на создание воздушного потока

$$N_{\text{в}} = \frac{\Delta p_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}}{\eta_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}}}, \quad (5)$$

где $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент полезного действия (КПД) вентилятора; $\rho_{\text{в}}$ – плотность нагнетаемого воздуха;

$\Delta p_{\text{в}}$ – потери давления воздушного потока в тракте, определяющиеся сопротивлением блока охладителей.

В случае установки охладителей надувочного воздуха и моторного масла перед охладителем охлаждающей жидкости с одинаковыми размерами фронта (рис.1,а), общее сопротивление всего блока охладителей можно принять как сумму сопротивлений каждого из них [4]

$$\Delta p_{\text{в}} = \sum \Delta p_{\text{в}i}. \quad (6)$$

Аэродинамическое сопротивление сердцевин охладителя складывается из суммы сопротивлений входа в воздушный канал $\Delta p_{\text{вх}}$, на выходе из него $\Delta p_{\text{вых}}$ и потерь пропорциональных его длине

$$\Delta p_l$$

$$\Delta p_{\text{в}} = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вых}} + \Delta p_l. \quad (7)$$

Составляющие уравнения (6) оказывают влияние друг на друга и должны рассматриваться взаимосвязанно, что представляется сложной задачей, поэтому в инженерных расчетах часто применяется наиболее простая зависимость

$$\Delta p_{\text{в}} = C_1 G_{\text{в}}^n, \quad (8)$$

где C_1 и n - коэффициент пропорциональности и показатель степени, зависящие от конструкции воздушного тракта охладителя (определяются экспериментально).

Аналогично затраты мощности на привод жидкостного насоса представляются зависимостью

$$N_{\text{н}} = \frac{\Delta p_{\text{ж}} \cdot G_{\text{ж}}}{\eta_{\text{н}} \rho_{\text{ж}}}, \quad (9)$$

где $\eta_{\text{н}}$ - КПД насоса; $\rho_{\text{ж}}$ - плотность охлаждающей жидкости; $\Delta p_{\text{ж}} = \Delta p_{\text{бп}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{р}}$ - потери давления жидкости в гидравлическом тракте системы охлаждения, складывается из потерь давления

в блоке с термостатом $\Delta p_{\text{бп}}$, трубопроводах $\Delta p_{\text{тр}}$ и охладителе $\Delta p_{\text{р}}$.

Сопротивление охладителя составляет 20...25% от общего сопротивления жидкостного тракта [5],

тогда

$$\Delta p_{\text{ж}} = K \Delta p_{\text{р}}, \quad (10)$$

где $K=4\div 5$.

Представление сопротивления тракта выражением (9) особенно удобно на стадии проектирования двигателя, когда характеристики гидравлических полостей тракта двигателя не известны, а получение данных по сопротивлениям охладителей значительно проще.

Гидравлическое сопротивление охладителя обычно представляют в зависимости от массовой скорости охлаждающей жидкости

$$\Delta p_{\text{р}} = C_2 G_{\text{ж}}^m, \quad (11)$$

где C_2 и m - соответственно коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции гидравлического тракта охладителя (определяются экспериментально).

Таким образом, полное сопротивление гидравлического тракта

$$\Delta p_{\text{ж}} = K C_2 G_{\text{ж}}^m \quad (12)$$

После преобразований суммарные затраты мощности на систему охлаждения можно представить в виде

$$N_{\text{окп}} = \frac{C_1 G_{\text{в}}^{m+1}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{в}}} + \frac{K C_2 G_{\text{ж}}^{m+1}}{\rho_{\text{ж}} \eta_{\text{н}}}. \quad (13)$$

С учетом (2) и (12), показатель эффективности для системы охлаждения тракторного дизеля в общем виде

$$E_{\text{со}} = \frac{B N_e}{\frac{C_1 G_{\text{в}}^{m+1}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{в}}} + \frac{K C_2 G_{\text{ж}}^{m+1}}{\rho_{\text{ж}} \eta_{\text{н}}}} \quad (14)$$

Возможность оценки систем охлаждения с использованием показателя $E_{\text{со}}$ рассмотрим на примере варианта системы охлаждения дизеля ВМТЗ 4ЧН10,5/12,0 мощностью $N_e = 6 \text{ кВт}$ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ в состав которой из охладителей входит только алюминиевый трубчато ленточный охладитель. По результатам проведенных испытаний экспериментального дизеля установлены значения коэффициентов, входящих в (13):

$$B = 0,72; A = 68,5; j = 0,265; m = 0,5; C_1 = 157; C_2 = 2,47; m = 2; n = 1,76;$$

$$K = 5; \eta_{\text{н}} = 0,2; \eta_{\text{в}} = 0,2.$$

Из условия (3) следует, что заданная величина теплоотдачи охладителя ($Q_{\text{р}} = 45 \text{ кВт}$) может обеспечиваться при различных сочетаниях расходов жидкости и воздуха (рис.2), что в свою очередь, обуславливает различие в соотношениях затрат мощности на привод насоса и вентилятора. При этом существует такое их сочетание, при котором суммарные затраты мощности $N_{\text{охл}}$ достигают минимального значения (рис.3,4.).

Величины затрат $N_{\text{в}}$ и $N_{\text{н}}$ на рис.3 и 4 определены согласно (5) и (9) при КПД насоса и вентилятора равном 1, а соотношение расходов теплоносителей соответствует данным рис.2.

На рис.3 минимум суммарной мощности выражен наиболее явно и соответствует диапазону расходов воздуха $G_{\text{в}} = 1,0 \div 1,3 \text{ кг/с}$. Затраты мощности на привод вентилятора в этом диапазоне составляют 70÷85 % от суммарных затрат.

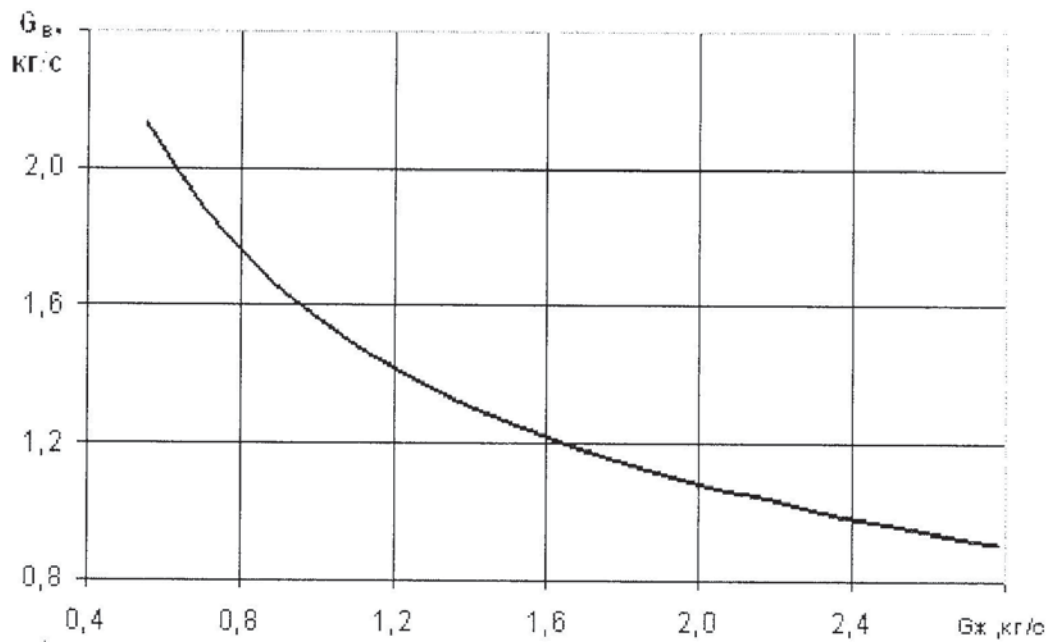


Рис.2. Изменение расходов охлаждающих воздуха $G_{в}$ и жидкости $G_{ж}$ через охладитель при постоянном значении количества отводимого от него тепла ($Q_p = 45 \text{ кВт}$)

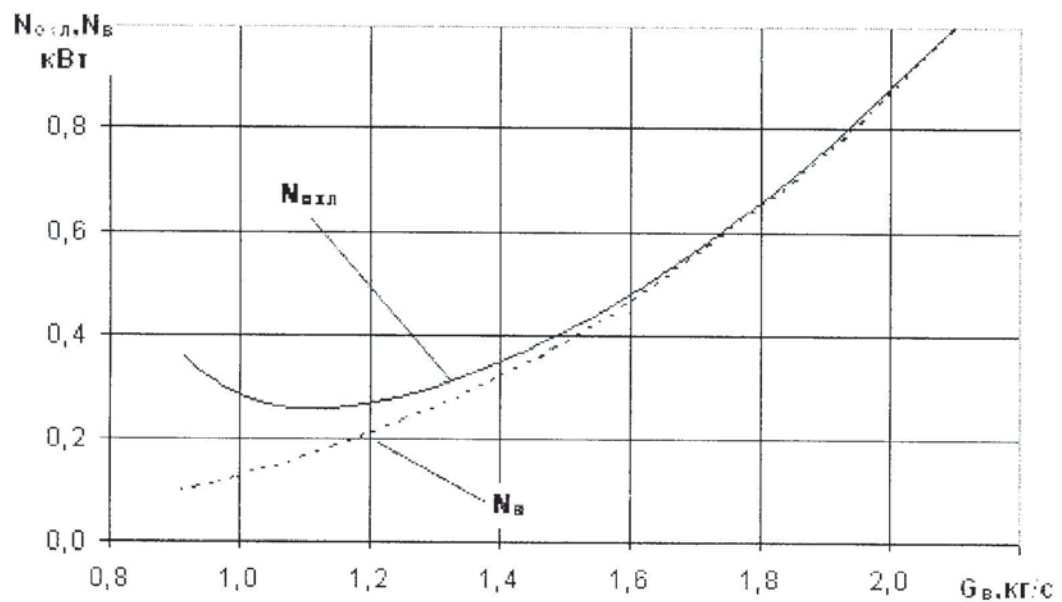


Рис.3. Зависимость гидравлической мощности на создание потока жидкости и суммарной мощности на систему охлаждения от расхода воздуха $G_{в}$ ($Q_p = 45 \text{ кВт}$)

Диапазон расхода жидкости, соответствующий минимуму суммарных затрат мощности составляет $G_{ж} = 1,6 \div 2,2$ кг/с. Затраты мощности на привод насоса при этом составляют 15÷30% от суммарных затрат мощности на охлаждение (рис.4).

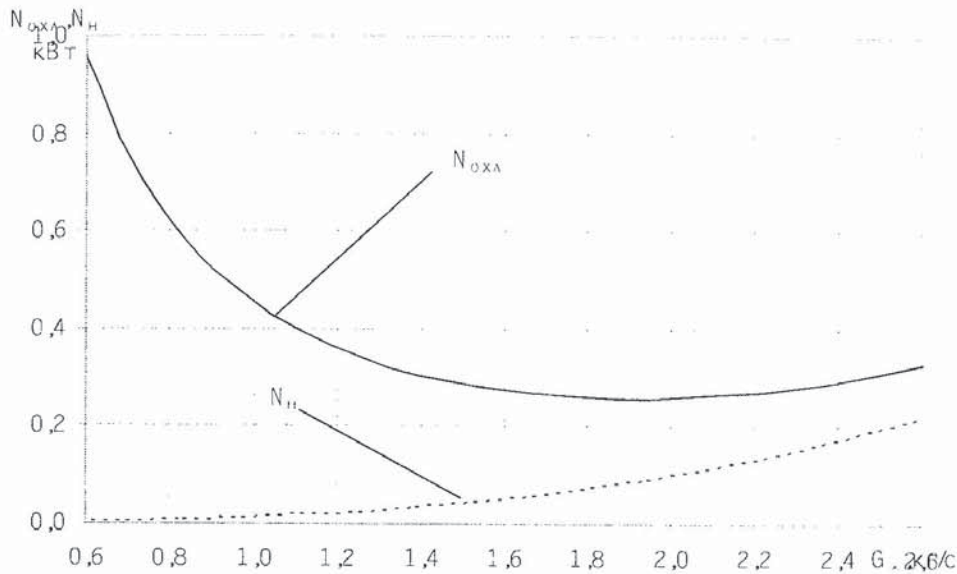


Рис.4. Зависимость гидравлической мощности на создание потока воздуха N_B и суммарной мощности на систему охлаждения $N_{ОХЛ}$ от расхода жидкости $G_{ж}$ ($Q_p = 45 \text{ кВт}$)

Необходимо учитывать, что расход жидкости через двигатель определяется допустимой величиной ее подогрева в двигателе,

$$\Delta t_{ж} = t_{ж_{вх}} - t_{ж_{вых}} \tag{15}$$

где $t_{ж_{вх}}$ и $t_{ж_{вых}}$ - соответственно температуры жидкости на входе в двигатель и на выходе из него. В

соответствии с уравнением теплового баланса величина $\Delta t_{ж}$ определяется из выражения

$$\Delta t_{ж} = \frac{Q_{охл}}{c_{ж} G_{ж}} \tag{16}$$

где $c_{ж}$ - теплоемкость охлаждающей жидкости.

Рекомендуемая величина подогрева охлаждающей жидкости в двигателе для быстроходных дизелей

находится в пределах $\Delta t_{ж} = 6 \div 10^0 \text{ } ^\circ\text{C}$ [5]. Для исследуемой системы охлаждения этому соответс-

твуют расходы жидкости $G_{ждоп} = 1,1 \div 1,8$ кг/с и воздуха $G_{вдоп} = 1,1 \div 1,5$ кг/с (рис.5).

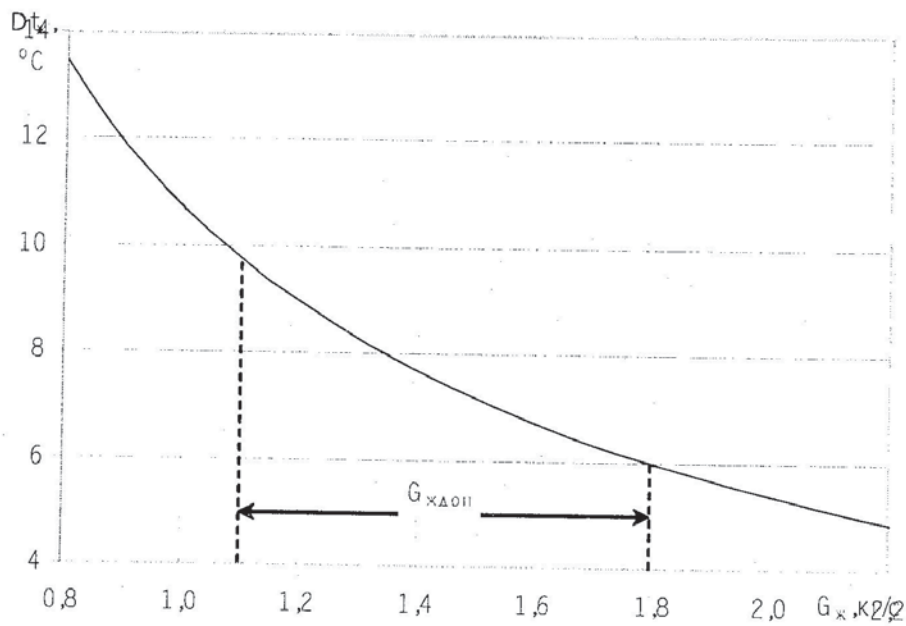


Рис.5. Изменение перепада температуры охлаждающей жидкости $\Delta t_{\text{ж}}$ в охладителе от расхода жидкости $G_{\text{ж}}$ при постоянной теплоотдаче от охладителя $Q_{\text{р}} = 45 \text{ кВт}$

Наибольшей эффективности (максимум показателя $E_{\text{СО}}$) система охлаждения достигает при сочетании расходов жидкости $G_{\text{ж}} = 1,80$ и воздуха $G_{\text{в}} = 1,15$ кг/с (рис.6). Суммарные затраты мощности (при $\eta_{\text{Н}} = 1, \eta_{\text{В}} = 1$) на охлаждение в этом случае составляют $N_{\text{охл}} = 0,3$ кВт, из которых потери на привод вентилятора составили 70%.

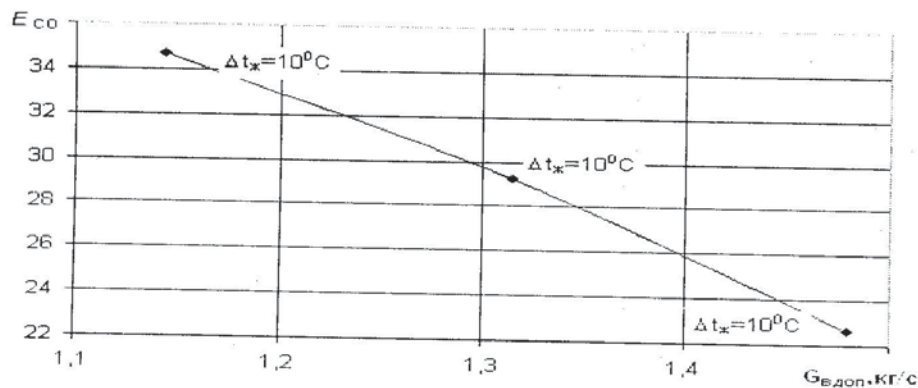


Рис.6. Изменение показателя эффективности $E_{\text{СО}}$ от расхода воздуха $G_{\text{в доп}}$ в допустимом диапазоне перепада $\Delta t_{\text{ж}} = 6 + 10^{\circ}\text{C}$ при теплоотдаче от охладителя $Q_{\text{р}} = 45 \text{ кВт}$ в допустимом диапазоне перепада

Предложенный для оценки системы охлаждения показатель E_{CO} учитывает влияние на эффективность системы не только расходов теплоносителей, но и характеристик входящих в ее состав агрегатов (табл. 1).

Таблица 1

Значения показателя E_{CO} при различных КПД насоса и вентилятора системы охлаждения

Вариант	η_H	η_B	E_{CO}	$N_{OHL}, кВт$
1	0,20	0,20	29,3	1,5
2	0,30	0,20	30,7	1,4
3	0,20	0,30	47,4	0,9

При увеличении КПД вентилятора η_B с 20% (вариант 2) до 30% (вариант 3) суммарные затраты мощности N_{OHL} снизились более чем на 40%, что привело к росту E_{CO} на 35%. В то же время аналогичное увеличение КПД жидкостного насоса η_H на изменение суммарных затрат мощности и рост показателя E_{CO} существенно не повлияло (снижение затрат составило менее 7%, E_{CO} увеличился на 5%). Поэтому при выборе параметров системы охлаждения особое внимание следует уделять совершенствованию вентилятора и воздушного тракта, так как влияние их на эффективность системы охлаждения оказывается преобладающим.

Предлагаемый показатель E_{CO} при заданной величине теплоотдачи в систему охлаждения и принятой конструкции радиатора охлаждающей жидкости позволяет определить рациональные диапазоны расходов теплоносителей через систему (жидкости и воздуха), обеспечивающие минимальные затраты мощности, и на основании этого обоснованно проводить выбор и совершенствование параметров вентилятора и насоса на стадии проектирования двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Егунов П.М., Поликарпов В.И. Выбор оптимальных параметров тепловозных охлаждающих устройств. «Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института ж.д. транспорта», 1968, №4, с.8-12.
2. Тарадай А.М., Коваленко Л.М., Гурий Е.П. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике. «Новости теплоснабжения», 2003, № 06, с.34-36.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: «Машиностроение», 1975, 559с.
4. Зайченко Е.Н., Петренко В.Н. Гидравлические характеристики полостей охлаждения дизеля. «Автомобильная промышленность», 1986, №8, с.12-15.
5. Орлиш А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. М.: «Машиностроение», 1985, 456с.