

УДК 621.43.052:629.113

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.В. Байдала, студ.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СПОСОБОВ УВЕЛИЧЕНИЯ ГЛУБИНЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА АВТОБУСНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение. Объектом исследования является V-образный четырехтактный дизель 6ЧН13/12 (Д6112) с газотурбинным наддувом. Дизель разработан Головным конструкторским бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД, г. Харьков) и выпускается Харьковским заводом тракторных двигателей (ХЗТД) с основным назначением – для установки на автобусы ЛАЗ среднего и большого классов. Дизель имеет представленную на рис. 1, а простейшую систему охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ) с двухрядным трубчато-пластинчатым воздушным радиатором. Для первых образцов дизеля, имевших давление наддува $p_S \leq 0,180$ МПа тепловая эффективность такой системы ОНВ была удовлетворительной.

Однако с повышением давления наддува, как известно [1; 2], тепловая эффективность системы ОНВ такого типа существенно падает и при $p_S > 0,23 \div 0,25$ МПа становится неприемлемо низкой.

В данном исследовании преследуется цель поиска и обоснования рационального способа повышения тепловой эффективности системы ОНВ дизеля 6 ЧН 13/12 форсированного за счет увеличения давления наддува p_S до 0,25 МПа.

Анализ публикаций и заводских данных.

Широкое применение охлаждения наддувочного воздуха в автомобильных и тракторных дизелях приходится на 60-е годы XX-го столетия, т.е. совпадает с началом широкого применения в этих дизелях газотурбинного наддува. За прошедшие четыре с лишним десятилетия вопросам влияния ОНВ на рабочий процесс и теплонапряженность двигателей, исследованиям эффективности применяемых в автотракторных дизелях систем ОНВ посвящено большое количество публикаций [1-8 и мн. др.]. Обобщая содержащиеся в публикациях сведения, можно отметить, что ОНВ является эффективным средством улучшения основных технико-экономических показателей дизелей. ОНВ позволяет расширить пределы форсирования дизелей турбонадувом при одновременном снижении удельного расхода топлива и поддержании в допустимых пределах температур наиболее теплонагруженных деталей. По экспериментальным данным ГСКБД, [9] при работе на режиме номинальной мощности дизеля 6 ЧН 13/12 понижение температуры поступающего в цилиндры воздуха t_S на каждые 10 К удельной эффективный расход топлива g_e улучшается в среднем на 2,25 г/(кВт·ч).

Из опубликованных материалов [1, 2, 6, 7] следует что в автотракторных дизелях наиболее распространенной является простейшая система ОНВ, изображенная на рис. 1, а. Воздушный радиатор в таких системах устанавливается обычно перед водяным радиатором системы охлаждения двигателя. Довольно распространенной является также система с водовоздушным охладителем (рис. 1, б). Такая система может быть очень компактной, если охладитель устанавливается непосредственно во впускном коллекторе (как например, в дизеле 404 фирмы Джон Дир). Температура воздуха, поступающего во впускной коллектор t_S при этой системе на $10 \div 15$ К выше температуры воды, циркулирующей в системе охлаждения двигателя и ее применение поэтому может быть оправданным лишь при повышенном и высоком наддуве.

Достоинством системы с воздушным радиатором является то, что в ней достигается более низкий уровень t_S , благодаря возможности реализовать наибольшую разницу температур между охлаждаемым и охлаждающим теплоносителями. Однако это преимущество при более высоких степенях наддува становится менее ощутимым в сравнении с системой, где наддувочный воздух охлаждается водой системы охлаждения двигателя. Например, для дизеля 6 ЧН 13/12, как показали исследования Н.А. Сергиенко [10], при давлениях наддува $p_S \geq 0,26$ МПа уровень t_S становится одинаковым для системы с водовоздушным охладителем или с воздушным двухрядным серийным радиатором. Поэтому не случайно возникла идея в дизелях с высоким наддувом ($p_S > 0,23 \div 0,25$ МПа) применять двухступенчатое ОНВ, которое объединяет преимущества рассмотренных выше двух систем: высокий температурный напор между воздухом после компрессора и водой системы охлаждения двигателя используется в водовоздушном охладителе (далее «охладитель») в качестве первой ступени охлаждения, а для второй ступени используется серийный воздушный радиатор (далее «радиатор»), который по-прежнему устанавливается перед водяным радиатором, как в простейшей системе ОНВ (рис. 1, а). Благодаря высоким коэффициентам теплоотдачи и расходной теплоемкости на стороне воды, охладитель получается компактным, а для радиатора температурный напор остается достаточно большим и он работает с высокой охлаждающей эффективностью.

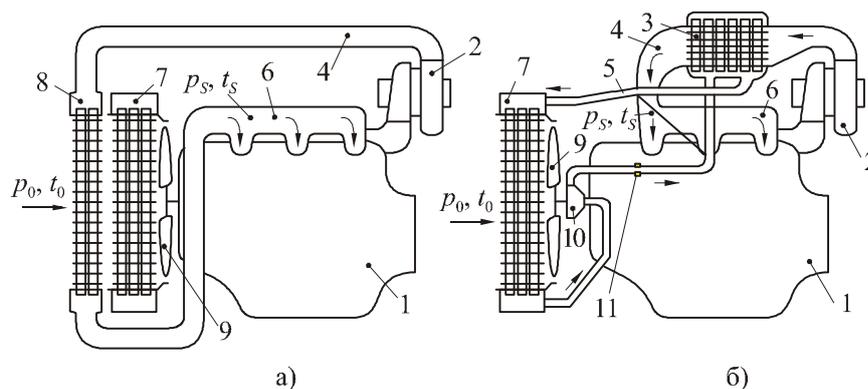


Рис. 1 Системы охлаждения наддувочного воздуха автотракторных дизелей: а – одноступенчатая, с воздушным радиатором; б – одноступенчатая с водо-воздушным охладителем; 1 – дизель; 2 – турбокомпрессор; 3 – водо-воздушный охладитель; 4 – воздушный трубопровод; 5 – водяной трубопровод; 6 – впускной коллектор; 7 – водяной радиатор; 8 – воздушный радиатор; 9 – вентилятор; 10 – водяной насос; 11 – жиклер

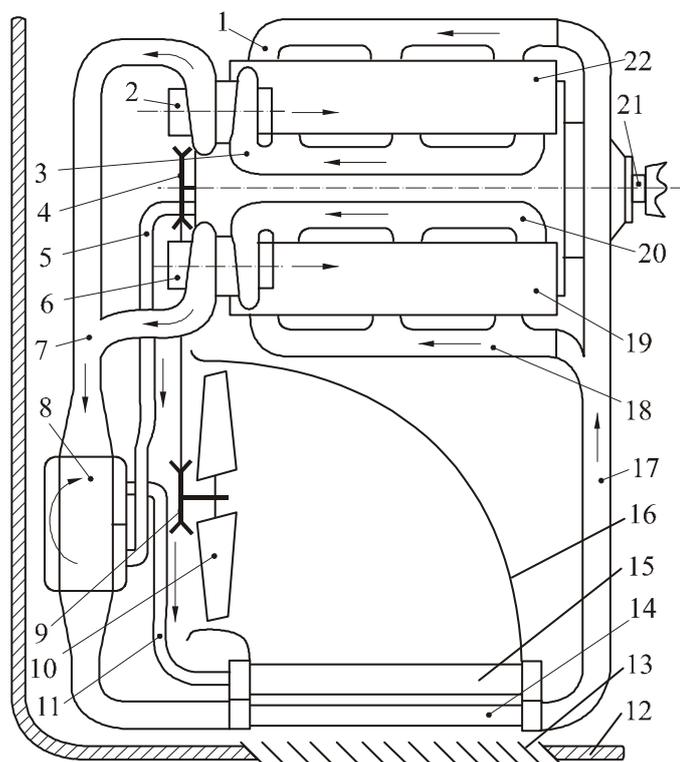


Рис. 2. Схема двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12 при его установке на автобус ЛАЗ-52523 (проект): 1, 18 – впускной коллектор; 2, 6 – турбокомпрессор; 3, 20 – выпускной коллектор; 4, 9 – шкив клиноременной передачи; 5, 11 – водяной трубопровод; 7, 17 – воздушный трубопровод; 8 – водо-воздушный охладитель; 10 – вентилятор; 12 – кузов автобуса; 13 – жалюзи; 14 – воздушный радиатор; 15 – водяной радиатор; 16 – кожух вентиляторной установки; 19, 22 – головка блока цилиндров; 21 – носок коленчатого вала

Принципиальная схема двухступенчатого ОНВ запатентована в США с приоритетом от 03.07.1990 г. [11]. Однако об использовании идеи двухступенчатого ОНВ имеются лишь публикации о результатах научно-исследовательских работ по дизелю 6 ЧН 13/12 (Д6112), выполненных совместно

ГСКБД и кафедрой ДВС ХНАДУ в период 1993–2000 годов [2, 8, 9, 10 и др.]. Характерно, что все экспериментальные и расчетные исследования по применению двухступенчатого ОНВ на дизеле 6 ЧН 13/12 базируются на использовании недостаточно эффективного двухрядного трубчатого

пластинчатого воздушного радиатора, серийно выпускаемого Оренбургским радиаторным заводом. Этот радиатор имеет слишком большой шаг охлаждающих пластин (12 мм) и поэтому слишком малую объемную компактность $\varphi = 295 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Для охладителя применялась также трубчато-пластинчатая поверхность с $\varphi = 704 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что также недостаточно.

В данной исследовательской работе по двухступенчатому ОНВ для дизеля 6 ЧН 13/12 впервые применена для радиатора и охладителя самая эффективная из числа производимых в странах СНГ рабочих радиаторных поверхностей из меди или латуни – трубчато-ленточная поверхность ТЛв2 [12] с объемной компактностью $\varphi = 1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (такого типа поверхность применяется в автомобилях ЗИЛ). В поверхности ТЛв2 плоские коридорно расположенные трубки имеют ленточное волнистое оребрение с чередующимися пирамидальными выступами и впадинами. Техническая характеристика этой поверхности приведена в книге [12]. Трубки с толщиной стенки 0,15 мм и лента оребрения толщиной 0,08 мм выполняются из меди.

Исходные данные и задачи исследования.

Исходными данными для выполнения расчетного исследования являются схема двухступенчатой системы ОНВ применительно к установке дизеля 6 ЧН 13/12 на автобус ЛАЗ 52523 (рис. 2), расчетные схемы сердцевин радиатора и охладителя (рис. 3), их техническая характеристика, принятая по результатам данного исследования (табл. 1), давление и температура воздуха после компрессора $p_K = 0,264 \text{ МПа}$, $t_K = 201 \text{ }^\circ\text{C}$, давление наддува (во впускном коллекторе) $p_S = 0,25 \text{ МПа}$, частота вращения дизеля $n =$

2000 мин^{-1} , коэффициент наполнения $\eta_V = 0,89$, подача вентилятора автобуса $V_0 = 13000 \text{ м}^3/\text{ч}$, температура охлаждающей воды на входе в охладитель $t_b = 87 \text{ }^\circ\text{C}$; параметры окружающей среды $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как видно из табл. 1, для радиатора с поверхностью ТЛв2 принято не два, как в серийном радиаторе, а три ряда трубок по глубине – минимально возможное по условия допустимых аэродинамических сопротивлений число рядов, так как даже в этом случае проходное сечение для наддувочного воздуха оказывается на 44,6% меньше, чем в серийном радиаторе. В конструктивном отношении применение трехрядного радиатора приемлемо, т.к. он по глубине только на 9 мм превышает серийный радиатор и его размещение в автобусе не вызывает затруднений.

Основной задачей исследования было получение обоснованных ответов на следующие важные для практики вопросы.

а) Возможно ли применением высококомпактной трубчато-ленточной поверхности ТЛв2 получить удовлетворительную глубину ОНВ в дизеле 6 ЧН 13/12 при $p_S = 0,25 \text{ МПа}$ с помощью одного воздушного радиатора, устанавливаемого перед водяным радиатором на автобусе ЛАЗ 52523 при условии, что глубина ОНВ будет считаться удовлетворительной, если «недоохлаждение» ($t_S - t_0$) не превысит $20 \div 25 \text{ К}$.

б) Если применить поверхность ТЛв2 для радиатора и охладителя, то какие минимально необходимые размеры должны иметь эти теплообменники и какие преимущества может дать установка двухступенчатого ОНВ.

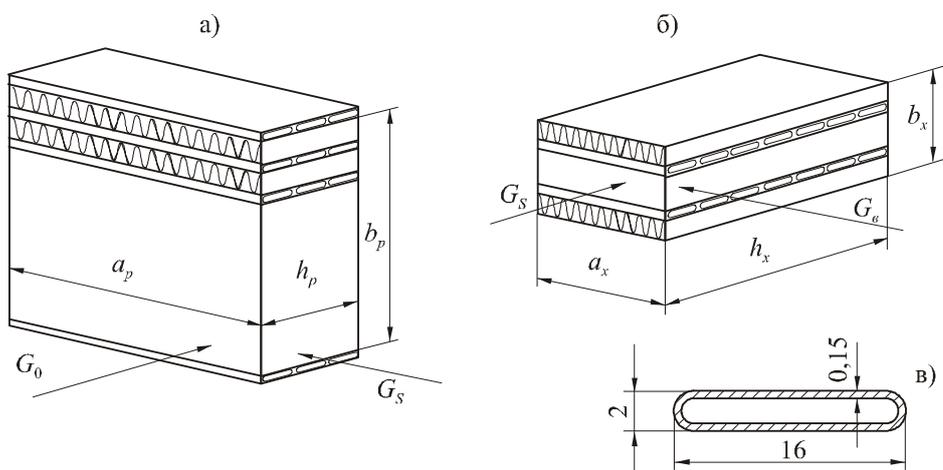


Рис. 3. Схемы сердцевин (рабочих элементов) теплообменников двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12: а – воздушный радиатор; б – водо-воздушный охладитель; в – поперечное сечение трубки

Основные положения методики исследования. Для решения задач исследования необходимо было выполнить с учетом задаваемых условий расчеты теплопередачи и аэродинамических сопротивлений двухступенчатой системы ОНВ (рис. 2) при

варьировании глубинами радиатора h_p и охладителя h_x (рис. 3 и табл. 1). При этом фронтальные размеры радиатора a_p и b_p оставлены неизменными, т.к. должны соответствовать фронтальным размерам водяного радиатора, а размеры охладителя a_x и b_x вы-

браны конструктивно исходя из условий его размещения в моторном отсеке автобуса.

Диапазон изменений h_p определялся вариантами числа рядов трубок по глубине радиатора: 3, 4, 5 и 6 рядов, а диапазон изменений h_x – вариантами числа рядов трубок по глубине охладителя с учетом двухходового течения воды: нуль (одноступенчатая система), 4, 6, 10, 12, 16, 20, 26, 34.

Коэффициенты теплоотдачи α и сопротивления ζ на наружной оребренной стороне теплообменников определялись с использованием эмпирических критериальных зависимостей, полученных экспериментально для поверхности ТЛв2 [12]:

$$Nu_{B3} = 1,11 \left[S_4 / (S_1 - d_w) \right]^{0,53} \cdot Re_{B3}^{0,415}; \quad (1)$$

$$\zeta = 5,9 \left[S_4 / (S_1 - d_w) \right]^{0,75} \cdot Re_{B3}^{-0,335}, \quad (2)$$

где Nu_{B3} Re_{B3} – критерии соответственно Нуссельта и Рейнольдса на стороне охлаждающего воздуха в радиаторе или наддувочного воздуха в охладителе; $S_4 = 3$ мм – шаг гофр охлаждающей ленты; $S_1 = 14$ мм – шаг трубок по фронту; $d_w = 2$ мм – наружный размер трубки по малой оси (рис. 3, в).

Таблица 1 Техническая характеристика принятых в проекте модернизации дизеля 6 ЧН 13/12 теплообменников двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовая величина		
			радиатор (проект)	охладитель (проект)	серийный радиатор
Габаритные размеры сердцевины					
- ширина по фронту (расстояние между концевыми пластинами)	a	м	0,656	0,160	0,720
- высота (расчетная)	b	м	0,670	0,096	0,600
- высота конструктивная	b'	м	0,674	0,096	0,620
- глубина	h	м	0,056	0,236	0,047
Число рядов трубок по глубине	n_p	–	3	12	2
Минимальное проходное сечение:					
наружная сторона	$A_{нар}$	м ²	0,349	0,0122	0,310
внутри трубок	$A_{вн}$	м ²	0,00368	0,000939	0,00532
Поверхность теплоотдачи:					
наружная сторона	$F_{нар}$	м ²	30,89	4,631	5,99
внутри трубок	$F_{вн}$	м ²	3,084	0,3841	3,30
Поперечное сечение трубки по наружному контуру		мм × мм	16 × 2	16 × 2	18 × 3
Эквивалентный диаметр:					
наружная сторона	$d_{нар}$	мм	2,19	2,19	8,83
внутри трубок	$d_{вн}$	мм	3,128	3,128	4,65
Расчетный объем сердцевины: $a \times b \times h$	V	м ³	0,0246	0,00362	0,0203
Коэффициент компактности, отнесенный к объему, занимаемому наружными воздушными каналами	φ	м ² /м ³	1460	1460	295*
Число ходов:					
по горячему теплоносителю	–	–	1	1	1
по холодному теплоносителю	–	–	1	2	1

* Значение φ отнесено к полному объему сердцевин радиатора.

Область применения формул (1) и (2): $Re = 600 \div 5000$; $S_4 / (S_1 - d_w) = 0,25 \div 0,50$. Физические характеристики теплоносителей определялись по их средним температурам в теплообменнике.

Коэффициент теплоотдачи внутри трубок опре-

деляется с помощью известных критериальных зависимостей Михеева [13] для развитого турбулентного течения жидкости.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности определялся с учетом эффек-

тивности (КПД) ребра и оребренной поверхности [14].

Тепловые нагрузки (теплосъем) радиатора Q_p , кВт, и охладителя Q_x , кВт, определялись по известной методике Кейса и Лондона [14] для перекрестно-точных теплообменников с учетом перемешиваемости (в межтрубном пространстве) и неперемешиваемости (внутри трубок) потоков теплоносителей.

В расчетах использовались опытные данные ГСКБД по сравнительным испытаниям одноступенчатой и двухступенчатой систем ОНВ с трубчато-пластинчатыми теплообменниками [9].

Результаты исследования. Основные результаты исследования представлены на рис. 4 ÷ 6. Их рассмотрение позволяет констатировать следующее.

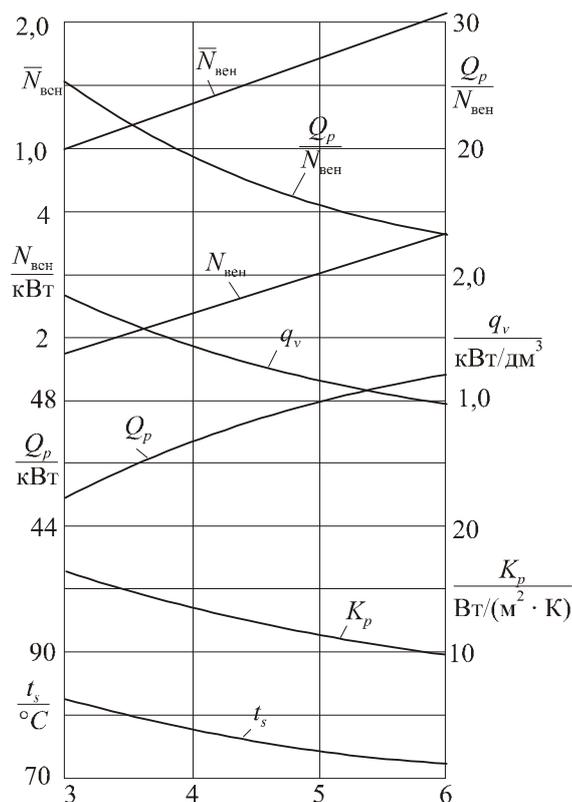


Рис. 4. Изменение параметров работы одноступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха в зависимости от числа рядов воздушного радиатора при $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно из рис.4, при одноступенчатой системе ОНВ с радиатором, имеющим минимально возможное число рядов трубок по глубине – три ряда и наружную поверхность теплоотдачи $30,9 \text{ м}^2$ температура наддувочного воздуха во впускном коллекторе $t_s = 82 \text{ }^\circ\text{C}$. Это, судя по данным [10], при $p_s = 0,25 \text{ МПа}$ лишь на 18 К ниже уровня, достигаемого с помощью серийного двухрядного радиатора, имеющего в 5 с лишним раз меньшую рабочую поверхность (табл. 1).

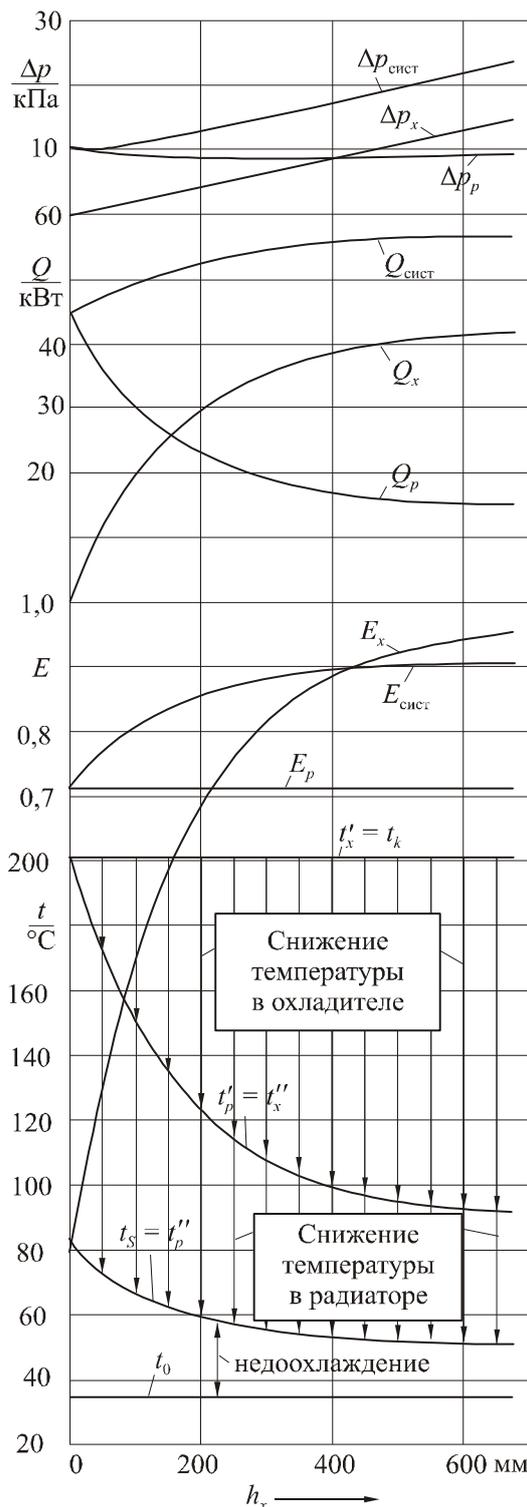


Рис. 5. Изменение параметров работы двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12 в зависимости от длины водо-воздушного охладителя h_x при трехрядном воздушном радиаторе

Увеличение числа рядов трубок с 3-х до 6-ти, что означает увеличение поверхности теплоотдачи радиатора почти до 62 м^2 , дало дополнительное сни-

жение t_S лишь на 10 К. Так называемое недоохлаждение ($t_S - t_0$) снизилось с 47 К при $t_S = 82$ °С до 37 К при $t_S = 72$ °С. При этом тепловая эффективность (КПД) радиатора E_p возросла всего на 8,7% с 0,714 до 0,776. В такой же степени возрос и теплосъем Q_p радиатора: с 44,9 до 48,8 кВт.

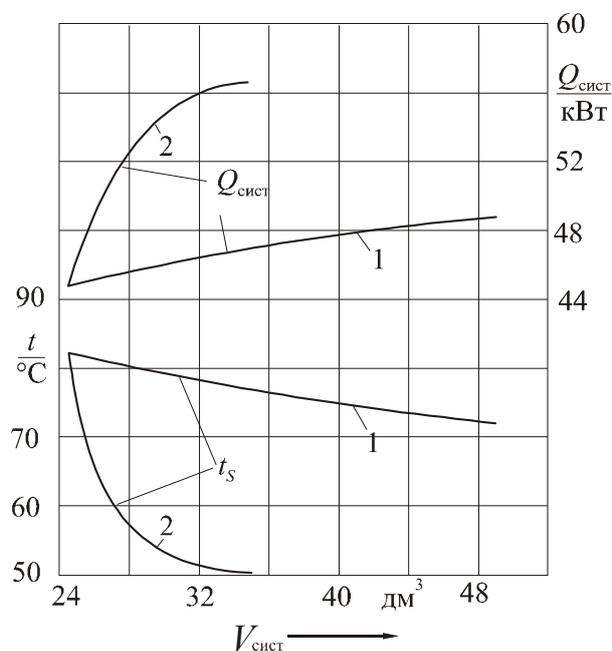


Рис. 6. Изменение теплосъема системы $Q_{\text{сист}}$ и температуры во впускном коллекторе t_S в зависимости от суммарного объема сердцевин теплообменников различных систем ОНВ $V_{\text{сист}}$: 1 – одноступенчатая; 2 – двухступенчатая

К негативным изменениям показателей работы радиатора, сопровождающим переход от 3-х до 6-ти рядов трубок по глубине можно отнести в первую очередь возрастание мощности, затрачиваемой на привод вентилятора $N_{\text{вен}}$ в два раза, снижение критерия энергетической эффективности $Q_p/N_{\text{вен}}$, кВт/кВт, с 25,5 до 13,4, снижение удельного объемного теплосъема $q_v = Q_p/V_p$ с 1,83 до 0,99 кВт/дм³ и понижение коэффициента теплопередачи, отнесенного к наружной оребренной поверхности K_p с 16,5 до 10,0 Вт/(м²·К) или на 65% вследствие падения скорости наддувочного воздуха внутри трубок.

Приведенные данные свидетельствуют, что увеличение числа рядов трубок радиатора в целях достижения необходимого уровня температуры воздуха во впускном коллекторе $t_S = 55 \div 60$ °С (при $t_S = 35$ °С) представляет собой неэффективный, технически и экономически неприемлемый путь совершенствования системы ОНВ.

На рис. 5 показано как изменяются основные показатели работы двухступенчатой системы ОНВ (рис.2) дизеля 6 ЧН 13/12 на расчетном режиме (216 кВт, 2000 мин⁻¹) при давлении наддува $p_S = 0,25$ МПа в зависимости от глубины водо-воздушного

охладителя h_x (радиатор трехрядный, оба теплообменника имеют поверхность ТЛв2).

Из графиков на рис. 5 видно, что минимально необходимый уровень $t_S = 60$ °С достигается уже при глубине охладителя $h_x = 200$ мм, когда объем его сердцевины V_x равен лишь 3,07 л, что составляет всего 12,5% объема трехрядного радиатора. Функция $t_S(h_x)$ нелинейна – снижение t_S замедляется по мере исчерпания разности температур между теплоносителями. Из анализа графика $t_S(h_x)$ для рассматриваемого дизеля при $p_S = 0,25$ МПа можно рекомендовать 12-рядный охладитель, имеющий $h_x = 236$ мм. При этом: $t_S = 57,4$ °С; тепловая эффективность системы $E_{\text{сист.}} = 0,865$; суммарный теплосъем системы $Q_{\text{сист.}} = 53,2$ кВт.

Теплосъем охладителя $Q_x(h_x)$ изменяется от нуля – при $h_x = 0$ до 41,5 кВт – при $h_x = 676$ мм нелинейно: по мере роста h_x возрастание Q_x замедляется. По такому же закону изменяется тепловая эффективность охладителя E_x , поскольку она пропорциональна величине Q_x :

$$E_x = Q_x / [G_S \cdot c_{p_S} (t'_x - t'_b)] \quad (3)$$

где G_S – массовый расход наддувочного воздуха, кг/с; c_{p_S} – массовая средняя изобарная теплоемкость воздуха в охладителе, кДж/(кг·К); t'_x и t'_b – температуры соответственно горячего (воздуха) и холодного (воды) теплоносителей на входе в охладитель.

Нелинейность функции $Q_x(h_x)$ объясняется нелинейным изменением среднелогарифмического температурного напора между теплоносителями в охладителе.

Теплосъем радиатора Q_p в условиях решаемой задачи полностью определяется величиной теплосъема охладителя Q_x , от которого зависит температура воздуха на выходе из охладителя t''_x , а следовательно, на входе в радиатор t'_p . Как видим из графиков рис. 5, с увеличением h_x температура $t'_p = t''_x$ резко падает, что приводит к снижению температуры наддувочного воздуха на выходе из системы t_S несмотря на уменьшение теплосъема радиатора.

Аэродинамические потери на стороне наддувочного воздуха в охладителе Δp_x изменяются по мере увеличения h_x от нуля до 14,5 кПа; для выбранной проектной длины охладителя $h_x = 236$ мм $\Delta p_x = 4,74$ кПа. Потери давления наддувочного воздуха в радиаторе составляют 9,00 кПа.

На рис. 6 показано как изменяются суммарный теплосъем $Q_{\text{сист.}}$ и температура во впускном коллекторе t_S для двух способов повышения охлаждающей эффективности системы ОНВ дизеля: увеличением объема охлаждающих элементов $V_{\text{сист.}}$ (сердцевин воздухоохладителей) за счет глубины радиатора h_p при сохранении серийной одноступенчатой схемы системы (кривые 1) и второй способ – увеличением объема $V_{\text{сист.}}$ за счет установки водо-воздушного охладителя и изменения его глубины h_x (кривые 2). Из

этих графиков явно видны преимущества перехода на двухступенчатое ОНВ.

Выводы

Представленные результаты сравнительного расчетного исследования двух систем охлаждения наддувочного воздуха, имеющих охладители с одинаковыми высококомпактными трубчатоленточными поверхностями ($1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$) позволяют сделать следующие выводы.

1. При высоких давлениях наддува (выше $0,23 \div 0,25$ МПа) в автомобильном дизеле практически невозможно достичь достаточно низкого, экономически целесообразного уровня температуры воздуха во впускном коллекторе (с превышением температуры окружающей среды не более чем на $20 \div 25$ градусов) с помощью воздушного радиатора даже применением высокоэффективных теплообменных поверхностей (например, тонкостенной медной трубчатоленточной поверхности с коэффициентом компактности $1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$).

2. Для дизеля 6 ЧН 13/12 при давлении наддува $0,25$ МПа в целях достижения температуры во впускном коллекторе не превышающей уровень температуры окружающей среды более чем на 20 К целесообразно применить двухступенчатое охлаждение наддувочного воздуха установкой в дополнение к воздушному радиатору компактного водовоздушного охладителя с объемом сердцевины $3,0 \div 3,6 \text{ дм}^3$.

Список литературы:

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с. 2. Харченко А.И., Шокотов Н.К., Строков А.П., Сергиенко Н.А. Особенности внешней характеристики автомобильного дизеля с двухступенчатой системой охлаждения наддувочного воздуха. Вестник Харьк. гос. автомоб.-

дорожн. техн. ун-та: №5, 1997. С. 27 – 29. 3. Иванченко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 198 с. 4. Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. – М.: Машиностроение, 1965. – 199 с. 5. Двигатели внутреннего сгорания / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – М.: Транспорт, 1980. – 384 с. 6. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машигиз, 1963. – 640 с. 7. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с. 8. Харченко А.И., Строков А.П., Сергиенко Н.А. Улучшение экономических и экологических показателей дизеля 6 ЧН 13/12 применением системы автоматического регулирования температуры наддувочного воздуха // Тез. докл. международной н.-т. конф. "Компьютер: наука, техника, технология, здоровье". – Харьков – Миш-колы, 1993. – С. 182 – 184. 9. О результатах сравнительных испытаний дизеля Д6112 с серийной одноступенчатой и новой двухступенчатой системами охлаждения наддувочного воздуха: Техн. отчет о НИР №5126–95 / Головное специализированное конструкторское бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД). – Харьков, 1995. – 52 с. 10. Сергиенко Н.А. Выбор пути модернизации системы охлаждения наддувочного воздуха автобусного дизеля Д6112 // Вестник ХГПУ. Сб. науч. тр., вып. 101. – Харьков: ХГПУ, 2000. – С. 242 – 245. 11. Патент США №5036668, МКИ 02 В 29/00, 03.07.1990 г. Оптимизация температуры воздуха на впуске в двигателе с турбонаддувом. – РЖ 39 ДВС, №11 1992, реферат 298 П. 12. Бурков В.В., Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1978. – 216 с. 13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с. 14. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967, – 352 с.

УДК 621.43

М.В. Маливанов, д-р техн. наук; Р.Н. Хмельов, канд. техн. наук

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ДВС

Эффективность работы ДВС в значительной степени определяется совершенством газодинамических процессов, протекающих в их проточных частях. В настоящее время среди методов исследования газодинамических явлений в ДВС преобладают экспериментальные методы, требующие существенных временных и материальных затрат. Наиболее перспективным путем сокращения этих затрат является

численное моделирование процессов течения газа, применяемое при проектировании и доводке двигателя.

Математические модели, используемые при проведении численных экспериментов, как правило, на достаточно высоком уровне описывают течение газа в отдельных элементах системы газообмена, не учитывая в достаточной степени процесс функцио-