

December 1998. 2. Mayer A., Matter U., Czerwinski J., Heeb N. VERT: Effectiveness of Particulate Traps on Construction Site Engines // DieselNet Technical reports. – March 1999. 3. Kugland P., Ulmer A., Zilmans R. Sauberer Diesel Rußfilter-Regenerations-system von Zeuna-Stärker // Verkehr und Technik – 1989. – No 12. – P. 453–457. 4. Те-

пловые двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. Изд. 3-е, перераб. и доп. /Н. М. Глаголев, А. А. Куриц, В. В. Водолажченко и др. – М.: Транспорт, 1973. – 336 с. 5. Timothy V. Johnson. Diesel Emission Control in Review // SAE Techn. Pap. Ser. – 2001. – No 2000-01-0184. – P. 23–39.

УДК 621.43.004.15

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, В.Н. Зайончковский, д-р техн. наук, А.И. Харченко, канд. техн. наук, Г.Б. Талда, канд. техн. наук, П.В. Жадан, инж.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕРЕВОДА ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ Д80 НА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Введение. Высокотемпературное охлаждение (ВТО) поршневых двигателей внутреннего сгорания имеет более чем полувековую историю. Оно привлекательно прежде всего тем, что увеличение температурного напора между теплоносителями в радиаторе системы охлаждения интенсифицирует теплообмен и позволяет получить необходимый теплосъем при меньшей теплорассеивающей поверхности и меньшем расходе охлаждающего теплоносителя. На рабочий процесс ВТО воздействует сравнительно слабо и двояко – улучшая одни и одновременно ухудшая другие его показатели [11]. В итоге топливная экономичность либо несколько улучшается, либо остается без изменений. В работах [4, 5], где вопросы ВТО рассмотрены наиболее полно, автор в результате анализа большого объема экспериментальных данных приходит к выводу, что в расчетах влиянием ВТО на удельный расход топлива g_e можно пренебречь.

В то же время влияние ВТО на температурное состояние наиболее теплонагруженных деталей весьма значительно. Из многочисленных публикаций известно, что с повышением температуры охлаждающей жидкости существенно снижаются потери теплоты рабочим телом в стенки рабочей полости цилиндра как следствие уменьшения разности температур между газом и жидкостью. При этом температура растет по обе стороны теплопроводящей стенки, а следовательно, и самой стенки. Это обстоятельство может отрицательно сказаться на надежности смазки цилиндрических втулок и поршневых колец, если температура соответствующих поверхностей, омываемых горячими газами, превысит некоторый предельно допустимый уровень. Именно температурным состоянием поверхностей деталей, ограничиваю-

щих камеру сгорания, лимитируется прежде всего верхний уровень температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя. В современных транспортных дизелях с ВТО температура воды на выходе из крышек цилиндров достигает $t_{\text{вых}} = 120\text{--}130\text{ }^\circ\text{C}$ [1, 2].

Получившие широкое распространение системы ВТО в современных транспортных двигателях внутреннего сгорания применяются обычно с основной целью сокращения размеров радиатора и затрат энергии на вентилятор. Поэтому степенью улучшения этих показателей может быть оценена эффективность применения ВТО.

В статье рассмотрены методика и результаты расчетов по оценке эффективности перевода тепловозного дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) мощностью 4412 кВт (6000 л.с.) с обычного охлаждения на ВТО при различном уровне температуры охлаждающей воды на выходе $t_{\text{вых}}$.

Объект исследования и постановка задачи

Серийно выпускаемый в настоящее время (2003 г.) производственным объединением «Завод им. Малышева» и устанавливаемый на тепловоз 2ТЭ116 дизель [3] эксплуатируется лишь с нагрузкой до 2206 кВт (3000 л.с.) при частоте вращения $n = 1000\text{ мин}^{-1}$, т. е. на режиме, составляющем только 50% его проектной мощности (см. табл. 1). На тепловозе дизель эксплуатируется с обычной системой водяного охлаждения, потребная тепловая нагрузка которой обеспечивается четырнадцатью параллельно работающими серийными водовоздушными секциями радиатора [3].

Магистральный тепловоз мощностью 4412 кВт в одной секции в настоящее время на Луганском тепло-

возостроительном заводе только создается. При сохранении обычной системы охлаждения удвоение мощности дизеля повлечет за собой и увеличение в два раза числа секций водяного радиатора при их однорядном расположении или более чем в два раза – при двухрядном расположении. Размещение такого количества (около 28 или более) радиаторных секций в охлаждающем устройстве тепловоза весьма затруднительно.

Решение проблемы видится прежде всего в переходе на высокотемпературное охлаждение. В связи с этим определение зависимости размеров водяного радиатора от температуры воды на выходе из двига-

теля является первоочередной задачей. Заметим, что оптимизация уровня $t_{\text{вых}}$, как свидетельствует многочисленный опыт [4, 5, 6, 7, 8, 9 и др.], является объемной и многоплановой задачей, включающей исследование температурного и напряженно-деформированного состояния деталей камеры сгорания, стендовые и эксплуатационные испытания дизеля.

В данной статье рассматривается ограниченная задача определения изменений оценочных параметров эффективности системы ВТО дизеля Д80 в зависимости от температуры охлаждающей воды на выходе $t_{\text{вых}}$.

Таблица 1. Техническая характеристика и параметры номинального режима работы тепловозного дизеля Д80 (16 ЧН 26/27). Данные технического проекта

Наименование величин	Обозначения	Значения	Единица
Тип: четырехтактный, 16-цилиндровый, V-образный, с непосредственным впрыском топлива, с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха, водяного охлаждения			
Номинальная мощность	N_e	кВт	4412
Частота вращения	n	мин ⁻¹	1000
Рабочий объем цилиндров (литраж)	$V_{h,z}$	л	229,34
Удельный эффективный расход топлива, приведенный к теплоте сгорания 42700 кДж/кг	g_e	кг/(кВт·ч)	0,1972
Часовой расход топлива	$G_{\text{топ}}$	кг/ч	870
Степень сжатия	ε	-	11,0
Давление наддува (во впускном коллекторе)	p_s	МПа	0,372
Температура наддувочного воздуха во впускном коллекторе	T_s	К	353
Коэффициент избытка воздуха суммарный	α_c	-	2,13
Давление газов перед турбиной	p_T	МПа	0,281
Температура газов перед турбиной	T_T	К	873
Температура газов после турбины	T_{nT}	К	661,6
Расход наддувочного воздуха	G_s	кг/с	7,439
Подача водяного насоса объемная	V_0	м ³ /ч	122,6
Масса дизеля	M_d	кг	22427
Теплота топлива (химическая)	$Q_{\text{топ}}$	кДж/с	10319,2
Теплота, эквивалентная эффективной работе	Q_e	кДж/с	4411,7
Теплота, унесенная газами после турбины	Q_T	кДж/с	3011,1
Теплота, теряемая в систему охлаждения при температуре воды на выходе $t_{\text{вых}} = 80^\circ\text{C}$	Q_0	кДж/с	1279,2
Теплота, теряемая в масло	Q_m	кДж/с	697,8
Теплота, отбираемая от наддувочного воздуха после компрессора	Q_s	кДж/с	831,1
Неучтенные потери теплоты	$Q_{\text{ост}}$	кДж/с	88,3

В основе такого исследования лежит расчет теплопередачи и аэродинамических сопротивлений водяного радиатора, состоящего из отдельных серийно выпускаемых секций. Исходными данными для расчета являются: схема охлаждающего устройства тепловоза (рис. 1), схема системы охлаждения дизеля (рис. 2), техническая характеристика водовоздушной секции радиатора (табл. 2 [12]), массовые расходы теплоносителей (или их массовые скорости в минимальном проходном сечении), параметры на входе и физические характеристики теплоносителей при их средних температурах в радиаторе, потребная тепловая нагрузка (теплосъем) радиатора Q_0 (табл. 1 и 3) и расчетные параметры окружающей среды $p_{0,c} = 0,101$ МПа и $t_{0,c} = +40$ °С. Подлежат определению число секций радиатора n_c , при котором обеспечивается необходимый теплосъем, и температуры теплоносителей на выходе. В аэродинамическом расчете определяются необходимый напор и затраты мощности на привод вентилятора. Расположение секций радиатора принято однорядным – параллельным для движения обоих теплоносителей.

Основные положения методики теплового и аэродинамического расчетов водяного радиатора

В тепловом расчете водяного радиатора, состоящего из n_c секций, в основу может быть положено уравнение теплопередачи

$$Q_d = \kappa_{вз} \cdot F_{вз} \cdot n_c \cdot \Delta t_{лог} \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (1)$$

где $\kappa_{вз}$ – общий коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной оребренной поверхности $F_{вз}$ радиатора (сторона воздуха), Вт/(м² · К); величина, обратная $\kappa_{вз}$, представляет собой полное термическое сопротивление, которое, в случае пренебрежения тепловым сопротивлением тонкостенных трубок и ребер, может быть записано в виде:

$$\frac{1}{\kappa_{вз}} = \frac{1}{\alpha_{вз} \cdot \eta_0} + \frac{F_{вз}}{F_{вд} \cdot \alpha_{вд}}; \quad (2)$$

Q_d – действительная тепловая нагрузка (действительный теплосъем) водяного радиатора, кВт; в идеальном случае Q_d должно в точности соответствовать количеству теплоты, передаваемому в двигателе в систему охлаждения, но поскольку Q_d может изменяться только ступенчато, то соблюдается условие

$$Q_d \geq Q_0;$$

$\Delta t_{лог}$ – среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями в радиаторе, К; для перекрестного теплообменника

$$\Delta t_{лог} = \frac{(t'_{вд} - t'_{вз}) - (t''_{вд} - t''_{вз})}{\ln \frac{t'_{вд} - t'_{вз}}{t''_{вд} - t''_{вз}}}; \quad (3)$$

$t'_{вз}, t'_{вд}$ – температуры соответственно воздуха и воды на входе в радиатор, °С;

$t''_{вз}, t''_{вд}$ – температуры соответственно воздуха и воды на выходе из радиатора, °С.

В уравнении (2):

$\alpha_{вз}, \alpha_{вд}$ – коэффициенты теплоотдачи на сторонах воздуха и воды соответственно, Вт/(м² · К);

$$\alpha_{вз} = \frac{Nu_{вз} \cdot \lambda_{вз}}{d_{вз}} \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К},$$

$$\alpha_{вд} = \frac{Nu_{вд} \cdot \lambda_{вд}}{d_{вд}} \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}; \quad (4)$$

$\lambda_{вз}, \lambda_{вд}$ – коэффициенты теплопроводности воздуха и воды соответственно, Вт/(м · К);

$d_{вз}, d_{вд}$ – гидравлический (эквивалентный) диаметр на стороне воздуха и воды соответственно, м;

$Nu_{вз}$ – критерий Нуссельта на стороне воздуха, определяемый по критериальной зависимости, полученной экспериментально во ВНИТИ для водовоздушной секции (табл. 2), изготовленной методом спекания [14],

$$Nu_{вз} = 0,473 \cdot Re_{вз}^{0,7} \cdot (h/d_{вз})^{-0,55}; \quad (5)$$

$h = 0,187$ м – длина воздушного канала по глубине секции (табл. 2); $Re_{вз}$ – критерий Рейнольдса на стороне воздуха:

$$Re_{вз} = \frac{u_{вз} \cdot d_{вз}}{\rho_{вз} \cdot \nu_{вз}};$$

$u_{вз}$ – массовая скорость воздуха в минимальном проходном сечении на стороне воздуха, кг/(м² · с); в расчете принято $u_{вз} = 16$ кг/(м² · с) из диапазона $u_{вз} = 8 \div 16$ кг/(м² · с), рекомендуемого на основании обобщения опытных данных по тепловозным водовоздушным секциям [14];

$\rho_{вз}$ – плотность воздуха, кг/м³;

$\nu_{вз}$ – кинематическая вязкость воздуха, м²/с;

$Nu_{вд}$ – критерий Нуссельта на стороне воды, определяемый по критериальной зависимости М.А. Михеева [13]:

$$Nu_{вд} = 0,021 \cdot Re_{вд}^{0,8} \cdot Pr_{вд}^{0,43} \cdot (Pr_{вд}/Pr_{см})^{0,25}; \quad (7)$$

$Pr_{вд}, Pr_{см}$ – критерий Прандтля для воды при ее средней температуре и при температуре поверхности стенки на стороне воды соответственно; с учетом того, что $\alpha_{вд} \gg \alpha_{вз}$ ($Pr_{вд}/Pr_{см})^{0,25} \approx 1$;

$Re_{вд}$ – критерий Рейнольдса на стороне воды;

$$Re_{вд} = \frac{u_{вд} \cdot d_{вд}}{\rho_{вд} \cdot \nu_{вд}};$$

$u_{вд}$ – массовая скорость воды в минимальном проходном сечении радиатора, кг/(м² · с);

$$u_{вд} = G_{вд} / (A_{вд} \cdot n_c); \quad (9)$$

$G_{вд}$ – массовая подача воды насосом, кг/с (табл. 3);

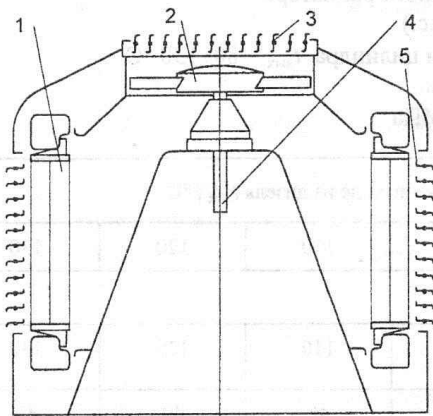


Рис. 1. Принципиальная схема охлаждающего устройства тепловоза: 1 – секция водовоздушного радиатора; 2 – вентилятор; 3 – верхние жалюзи; 4 – привод вентилятора; 5 – боковые жалюзи

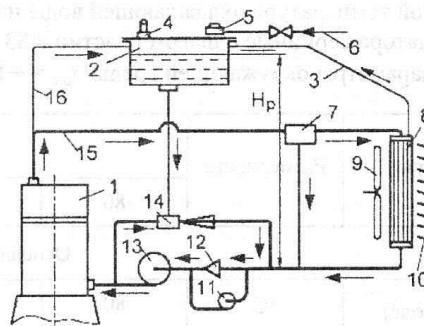


Рис. 2. Принципиальная схема системы ВТО дизеля Д80: 1 – дизель; 2 – расширительный бак; 3 – пароводящая трубка; 4 – предохранительный паровоздушный клапан; 5 – редукционный клапан; 6 – воздушная магистраль; 7 – терморегулятор воды; 8 – водяной радиатор; 9 – вентилятор; 10 – жалюзи; 11 – автономный прокачивающий насос при внезапной остановке дизеля; 12 – обратный клапан; 13 – главный циркуляционный насос; 14 – смешительно-подпорный узел (СПУ); 15 – трубопроводы циркуляционного водяного контура; 16 – пароводящая трубка

Таблица 2. Техническая характеристика серийной водовоздушной секции тепловозного радиатора с шагом охлаждающих пластин 2,83 мм

Наименование величин	Обозначения	Размерности	Числовые величины
Тип теплообменника: трубчато-пластинчатый, перекрестноточный, одноходовой по обоим теплоносителям, с плоскими трубками и гладкими пластинами, с шахматным расположением трубок			
Материалы: трубок – томпак Л96, пластин – медь М3; соединение трубок и пластин – спеканием			
Рабочая длина трубок (расстояние между концевыми пластинами)	a	м	1,206
Ширина фронта секции (ширина пластин)	b	м	0,154
Глубина секции	h	м	0,187
Рабочий объем секции: $a \times b \times h$	V_c	м ³	0,0347
Толщина стенки трубки	$\delta_{тр}$	мм	0,55
Толщина пластин	$\delta_{пл}$	мм	0,10
Минимальное свободное сечение: на стороне воздуха	$A_{вз}$	м ²	0,1361
	на стороне воды	$A_{вд}$	м ²
Поверхность теплоотдачи: на стороне воздуха	$F_{вз}$	м ²	21,0
	на стороне воды	$F_{вд}$	м ²
Гидравлический (эквивалентный) диаметр: на стороне воздуха	$d_{вз}$	м	0,004558
	на стороне воды	$d_{вд}$	м
Высота ребра	l_0	м	0,0069
Коэффициент теплопроводности материала ребра (медь)	λ_p	Вт/(м·К)	384
Поверхность теплоотдачи ребер (пластин)	F_p	м ²	17,71
Масса секции	m_c	кг	45,65
Площадь фронта радиатора	$F_{фр}$	м ²	0,1857

Таблица 3. Результаты теплового и аэродинамического расчетов водяного радиатора тепловозного дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) мощностью 4412 кВт (6000 л.с.) при различной температуре охлаждающей воды на выходе из крышки цилиндра $t_{\text{вых}} = 80 \div 130$ °С. Секции радиатора серийные с шагом пластин 2,83 мм, длиной 1,206 м. Расчетные параметры окружающей среды: $t_{\text{о.с}} = +40$ °С; $p_{\text{о.с}} = 0,101$ МПа

Параметры	Размерности	Температура воды на выходе из дизеля $t_{\text{вых}}$, °С.					
		80	90	100	110	120	130
Основные исходные данные							
$t'_{\text{вд}}$ (на входе)	°С	80	90	100	110	120	130
$t'_{\text{вз}}$ (на входе)	°С	40	40	40	40	40	40
Q_0	кДж/с	1279,2	1223,6	1168,0	1125,0	1069,4	1019,4
$G_{\text{вд}}$	кг/с	33,29	33,05	32,81	32,57	32,34	32,11
$u_{\text{вз}}$	кг/(м ² ·с)	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0	16,0
$u_{\text{вд}}$	кг/(м ² ·с)	934,0	1251,9	1500	1500	1500	1500
Основные результаты расчета							
n_c	шт.	27	20	16	13	11	9
$Q_{\text{д}}$ (действит. теплосъем)	кДж/с	1306,3	1265,3	1242,0	1179,8	1143,0	1054,7
$Q_{\text{д}} / n_c$	кВт	48,38	63,27	77,63	90,75	103,91	117,19
$t''_{\text{вд}}$ (на выходе)	°С	70,64	80,89	90,70	99,16	107,63	116,09
$t''_{\text{вз}}$ (на выходе)	°С	62,11	68,91	75,47	81,43	87,39	93,34
$\Delta t_{\text{лог}}$	К	23,70	29,91	36,05	42,03	48,01	54,00
$G_{\text{вд.р}}$ (через радиатор)	кг/с	33,29	33,05	31,68	25,74	21,78	17,82
$G_{\text{вз}}$	кг/с	58,80	43,55	34,84	28,31	23,95	19,60
$\kappa_{\text{вз}}$	Вт/(м ² ·К)	102,5	105,0	106,2	106,5	106,8	107,0
$F_{\text{сум}} = F_{\text{вз}} \cdot n_c$	м ²	567	420	336	273	231	189,0
$M_{\text{сум}} = M_c \cdot n_c$	кг	1233	913	730	594	502	411
$N_{\text{вент}}$	кВт	139	105	86	71	61	51
$Q_{\text{д}} / N_{\text{сум}}$	кВт/кВт	9,1	11,5	13,8	15,6	17,4	19,1
$Q_{\text{д}} / F_{\text{сум}}$	кВт/м ²	2,30	3,01	3,70	4,32	4,95	5,58
E	-	0,553	0,578	0,591	0,592	0,592	0,593

$A_{\text{вд}}$ – минимальное проходное сечение на стороне воды в секции радиатора, м² (табл. 2);

n_c – число секций водяного радиатора, которым необходимо задаваться с последующей проверкой и уточнением.

По обобщенным данным [14], для водовоздушных секций тепловозных радиаторов в расчетах $u_{\text{вд}}$ должно находиться в пределах 800–1500 кг/(м²·с); поэтому если по (9) $u_{\text{вд}} > 1500$ кг/(м²·с), то следует принимать $u_{\text{вд}} = 1500$ кг/(м²·с) и тогда расход воды

через водяной радиатор $G_{вд.р}$ будет меньше подачи насоса $G_{вд}$

$$G_{вд.р} = u_{вд} \cdot A_{вд} \cdot n_c, \text{ кг/с}; \quad (10)$$

разность расхода воды $G_{вд} - G_{вд.р}$ перепускается параллельно радиатору;

$\rho_{вд}$ – плотность воды, кг/м³;

$\nu_{вд}$ – кинематическая вязкость воды, м²/с;

η_0 – эффективность (КПД) оребренной поверхности радиатора:

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_p}{F_{вз}}(1 - \eta_p); \quad (11)$$

$F_p, F_{вз}, F_{вд}$ – поверхность теплоотдачи ребер (пластин), на стороне воздуха и на стороне воды соответственно, м² (табл. 2);

η_p – эффективность (КПД) ребра;

$$\eta_p = \text{th}K_m / K_m; \quad (12)$$

K_m – безразмерный комплекс, характеризующий теплопередающую эффективность ребра (охлаждающих пластин);

$$K_m = l_p \cdot (2\alpha_{вз} / (\lambda_p \cdot \delta_{пл}))^{0,5}; \quad (13)$$

l_p – высота ребра (половина расстояния между трубками по фронту движения воздуха), м (табл. 2);

λ_p – коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К) (табл. 2);

$\delta_{пл}$ – толщина пластин, м (табл. 2).

В тепловом расчете рекуперативного (поверхностного) теплообменника для нахождения неизвестных (действительного теплосъема Q_d и конечных температур теплоносителей $t_{вз}^*$ и $t_{вд}^*$) уравнение теплопередачи (1) обычно рассматривают совместно с известными балансовыми уравнениями энергии [12–15]. Задача решается итерационным способом, что достаточно громоздко, т. к. приходится задаваться в несколько приближений конечными температурами теплоносителей для вычисления $\Delta t_{лог}$, а также средними температурами теплоносителей, по которым берутся их физические характеристики.

Однако существует и более простой метод прямого (безытерационного) определения действительного теплосъема Q_d рекуперативного теплообменника. Впервые метод рассмотрен в работе [16]. Ниже нами использован этот метод определения Q_d . Он базируется на определении трех безразмерных комплексов физических параметров, относящихся к процессу теплообмена.

1) Отношение расходных теплоемкостей (водяных эквивалентов) теплоносителей:

а) меньшая расходная теплоемкость

$$W_{мин} = W_{вз} = G_{вз} \cdot c_{р\ вз} = u_{вз} \cdot A_{вз} \cdot n_c \cdot c_{р\ вз}, \text{ кВт/К}, \quad (14)$$

где $c_{р\ вз}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

б) большая расходная теплоемкость

$$W_{max} = W_{вд} = G_{вд.р} \cdot c_{р\ вд} = u_{вд} \cdot A_{д} \cdot n_c \cdot c_{р\ вд}, \text{ кВт/К}, \quad (15)$$

где $c_{р\ вд}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

в) отношение

$$W_{мин} / W_{max} = \bar{W}. \quad (16)$$

2) Количество единиц переноса теплоты

$$N = K_{вз} \cdot F_{вз} \cdot n_c / (W_{мин} \cdot 10^3). \quad (17)$$

3) Эффективность (КПД) радиатора. Для перекрестноточного теплообменника и для случая, когда поток, имеющий W_{max} , в радиаторе не перемешивается (вода в трубках), а поток, имеющий $W_{мин}$, в радиаторе перемешивается (воздух в межтрубном пространстве)

$$E = 1 - e^{-\Gamma/\bar{W}}, \quad (18)$$

где

$$\Gamma = 1 - e^{-N \cdot \bar{W}}. \quad (19)$$

Тогда действительный теплосъем

$$Q_d = W_{мин} \cdot E (t_{вд}^* - t_{вз}^*). \quad (20)$$

Определением Q_d для принятого числа секций n_c заканчивается первый итерационный контур счета: полученный теплосъем сравнивается с потребным теплосъемом Q_0 . При условии

$$Q_0 \leq Q_d < n_c / (n_c - 1)$$

счет по определению Q_d заканчивается и далее идет прямое определение конечных и средних температур теплоносителей в радиаторе:

$$t_{вд}^* = t_{вд}^* - Q_d / W_{вд}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (21)$$

$$t_{вд. ср. р} = 0,5(t_{вд}^* + t_{вд}^*), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (22)$$

$$t_{вз}^* = t_{вз}^* + Q_d / W_{вз}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (23)$$

$$t_{вз. ср. р} = t_{вд. ср. р} - \Delta t_{лог}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (24)$$

где $\Delta t_{лог}$ определяется по формуле (3).

На этом заканчивается второй итерационный контур счета: полученные значения $t_{вз. ср. р}$ и $t_{вд. ср. р}$ сравниваются с предварительно принятыми, при необходимости корректируются и расчет повторяется.

Следует обратить внимание, что при определении значений $t_{вд}^*$ и $t_{вз}^*$ в формулах (21) и (23) использованы балансовые уравнения энергии и левая часть уравнения теплопередачи (1). Поэтому, чтобы удостовериться в правильности расчета, необходимо проверить лишь соответствие левой и правой частей уравнения (1), поскольку составляющие этих частей определяются независимо друг от друга.

Контрольным также является уравнение эффективности E , вытекающее из ее физического смысла. Оно имеет вид:

а) для случая, когда $W_{мин} = W_{вз}$,

$$E = (t_{вз}^* - t_{вз}^*) / (t_{вд}^* - t_{вз}^*); \quad (25)$$

б) для случая, когда $W_{мин} = W_{вд}$,

$$E = (t_{вд}^* - t_{вд}^*) / (t_{вд}^* - t_{вз}^*). \quad (26)$$

Уравнения (25) и (26), как и уравнение (18), базируются на уравнениях энергии и уравнении теплопередачи.

Аэродинамический расчет водяного радиатора тепловоза выполняется с целью определения мощности, затрачиваемой на привод вентилятора (рис. 1):

$$N_{\text{вен}} = H_{\text{вен}} \cdot V_{\text{вен}} / \eta_{\text{вен}}, \text{ кВт}, \quad (27)$$

где $H_{\text{вен}}$ – напор вентилятора, кПа, который складывается из суммарных потерь давления в элементах охлаждающего устройства: секции радиатора, жалюзи боковые и верхние, шахте холодильного устройства и потерь давления, эквивалентных динамическому напору вентилятора. На основании обобщения многочисленных опытных данных в работе [12] рекомендуется полный напор тепловозного вентилятора $H_{\text{вен}}$ определять в долях от потерь давления воздуха в секции радиатора H_c :

$$H_{\text{вен}} = (2,4 - 2,8) \cdot H_c, \text{ кПа}. \quad (28)$$

Для водовоздушной секции с шагом пластин 2,83 мм в [12] дается экспериментально полученная эмпирическая формула потери напора:

$$H_c = 0,005 \cdot u_{\text{вз}}^{1,75}, \text{ кПа}. \quad (29)$$

Принимаем

$$H_{\text{вен}} = 2,6 \cdot H_c = 0,013 \cdot u_{\text{вз}}^{1,75}, \text{ кПа}; \quad (30)$$

$V_{\text{вен}}$ – объемная подача вентилятора, м³/с;

$$V_{\text{вен}} = u_{\text{вз}} \cdot A_{\text{вз}} \cdot n_c \cdot \varepsilon_{\text{в}} / \rho_{\text{вз.в}}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (31)$$

$\varepsilon_{\text{в}} \approx 1,05$ – коэффициент запаса подачи вентилятора, учитывающий подсос воздуха в шахту помимо секций радиатора [12];

$\rho_{\text{вз.в}}$ – плотность воздуха перед вентилятором, кг/м³;

$$\rho_{\text{вз.в}} = \frac{(P_{\text{о.с.}} - 0,5 H_{\text{вен}} \cdot 10^{-3}) \cdot 10^6}{R_{\text{вз}} (t_{\text{вз}} + 273)}, \text{ кг/м}^3; \quad (32)$$

$R_{\text{вз}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – характеристическая газовая постоянная для воздуха;

$\eta_{\text{вен}} = 0,7$ – общий КПД вентилятора [12].

Результаты расчетов.

Показатели эффективности перевода дизеля Д80 на ВТО

По изложенной выше методике и исходным данным выполнены тепловой и аэродинамический расчеты тепловозного водяного радиатора при различных температурах охлаждающей воды на выходе из дизеля $t_{\text{вых}}$ в диапазоне от 80 до 130 °С. Результаты расчетов помещены в табл. 3. Там же расположены и оценочные показатели эффективности перевода дизеля на ВТО.

Рассмотрение приведенных в табл. 3 данных позволяет констатировать следующее.

1) Во всех вариантах температур $t_{\text{вых}}$ расчет теплопередачи выполнен при предельно высокой массовой скорости воздуха в радиаторе $u_{\text{вз}} = 16,0 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ из рекомендуемого в [12, 14] диапазона $8 \div 16 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ на основании обобщения экспериментальных данных. Это позволило осуществить возможно интенсивный

теплообмен на стороне воздуха за счет предельно высоких коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{вз}}$ и температурного напора $\Delta t_{\text{лог}}$. Интенсификация теплоотдачи на стороне сравнительно малых α ($\alpha_{\text{вз}}$ на два порядка меньше $\alpha_{\text{вд}}$) имеет, как известно [13], решающее значение для увеличения общего коэффициента теплопередачи $k_{\text{вз}}$. Однако следует отметить, что высокая скорость $u_{\text{вз}}$, способствуя получению минимального количества секций радиатора, увеличивает затраты энергии на привод вентилятора.

Массовая скорость воды в трубках радиатора $u_{\text{вз}}$ также принята предельно высокой, но в границах экспериментально апробированного для тепловозных водовоздушных секций диапазона [12, 14, 15]. Таким образом, в расчете выполнены условия достижения заданного теплосъема Q_0 при минимальном для каждого уровня $t_{\text{вых}}$ количестве радиаторных секций n_c .

2) При повышении $t_{\text{вых}}$ с 80 до 130 °С число секций n_c уменьшается ровно в три раза: с 27 до 9; при повышении $t_{\text{вых}}$ только до 110 °С n_c уменьшается в 2,08 раза: с 27 до 13.

Потребное число секций радиатора n_c при возрастании $t_{\text{вых}}$ снижается нелинейно: от уровня $t_{\text{вых}} = 80$ °С вначале n_c снижается с темпом 7 секций на 10 К роста $t_{\text{вых}}$, а после $t_{\text{вых}} = 110$ °С – только 2 секции на 10 К. Поэтому после уровня $t_{\text{вых}} = 110$ °С следует, по-видимому, исследовать вопрос о целесообразности дальнейшего повышения $t_{\text{вых}}$.

Следствием снижения n_c являются, как видно из табл. 3, рост теплосъема с 1 м² теплорассеивающей поверхности радиатора $Q_{\text{д}} / F_{\text{сум}}$, кВт/м².

Располагая данными табл. 2 и 3, можно легко определить, как с ростом $t_{\text{вых}}$ увеличивается теплосъем, приходящийся на 1 м² фронта радиатора, на 1 м³ объема сердцевины радиатора, на 1 кг массы радиатора.

3) Ввиду того что для всех значений $t_{\text{вых}}$ величина массовой скорости воздуха в минимальном проходном сечении радиатора принята одинаковой, массовый расход воздуха через радиатор $G_{\text{вз}}$ изменяется пропорционально n_c . Однако объемный расход воздуха через вентилятор снижается в меньшей степени, чем массовый, благодаря возрастанию его подогрева из-за увеличения теплосъема с одной секции. Поэтому при повышении $t_{\text{вых}}$ с 80 до 130 °С $G_{\text{вз}}$ снизился в три раза: с 58,8 до 19,6 кг/с, а объемный расход $V_{\text{вз}}$ снизился в 2,74 раза: с 58,61 до 21,36 м³/с.

4) Напор вентилятора, зависящий только от массовой скорости воздуха в межтрубном пространстве радиатора (формула (28)), с изменением n_c остается неизменным и равным $H_{\text{вен}} = 1,66$ кПа. В этих условиях мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, изменяется пропорционально объемному расходу воздуха. В пределах $t_{\text{вых}} = 80 \div 130$ °С мощность $N_{\text{вен}}$ снизилась с 139,3 до 50,8 кВт, или в 2,74 раза.

5) Объемная подача и напор водяного насоса приняты не зависящими от температуры воды, циркулирующей в системе охлаждения. По опытным данным ПО «Завод им. Малышева» потребляемая насосом мощность $N_{нас} = 4,5$ кВт.

6) Суммарная мощность $N_{сум} = N_{вен} + N_{нас}$, расходуемая на функционирование системы охлаждения, при повышении $t_{вых}$ с 80 до 130 °С снизилась с 143,8 до 55,3 кВт, или в 2,6 раза.

7) Критерий энергетической эффективности системы охлаждения, представляющий собой теплосъем, кВт, приходящийся на 1 кВт мощности, затраченной на работу системы $Q_d / N_{сум}$, при повышении $t_{вых}$ с 80 до 130 °С возрастает с 9,1 до 19,1 кВт/кВт, или в 2,1 раза.

8) Эффективность (КПД) радиатора E , представляющая собой отношение действительного количества теплоты, переданного в радиаторе от горячего теплоносителя к холодному, к теоретически предельно возможному количеству теплоты, которое могло бы быть передано при полном исчерпании температурного напора между теплоносителями в случае противотока $Q_{пред} = W_{мин} (t'_{вд} - t'_{вз})$, при повышении $t_{вых}$ с 80 до 130 °С возрастает с 0,553 до 0,593.

9) Улучшению перечисленных выше натуральных и удельных показателей, которыми может быть охарактеризована эффективность перевода дизеля Д80 на ВТО, способствуют три фактора:

а) наибольшее влияние оказывает увеличение в 2,28 раза температурного напора между теплоносителями $\Delta t_{лог}$, который при повышении температуры $t_{вых}$ с 80 до 130 °С изменяется с 23,7 до 54,0 К;

б) существенное влияние оказывает снижение потребного теплосъема Q_0 , который в том же диапазоне роста $t_{вых}$ изменяется с 1279,2 до 1019,4 кВт, т. е. сокращается в 1,25 раза;

в) определенное влияние оказывает также некоторый рост коэффициента теплопередачи $k_{вз}$ со 102,5 до 107 Вт/(м²·К)

Заключение

Расчетное исследование, методика которого кратко изложена в статье, показало, что если в тепловозном дизеле Д80 (16 ЧН 26/27) мощностью 4412 кВт (6000 л.с.) температуру охлаждающей воды на выходе $t_{вых}$ поднять с 80 до 110 °С, то количество серийных секций водяного радиатора n_c может быть сокращено с 27 до 13. В настоящее время на тепловозе 2ТЭ116 с дизелем Д80, работающем при ограничении мощности до 2206 кВт (3000 л.с.), число серийных секций водяного радиатора составляет 14. Следовательно, повысив мощность дизеля вдвое и одновременно повысив температуру охлаждающей

воды на выходе $t_{вых}$ до 110 °С, можно обойтись тем же количеством серийных водовоздушных секций.

Кроме сокращения числа секций водяного радиатора, перевод дизеля на высокотемпературное охлаждение до $t_{вых} = 110$ °С дает снижение расхода охлаждающего атмосферного воздуха в 2,08 раза и на столько же сокращается мощность, расходуемая на привод вентилятора.

Целесообразность повышения температуры охлаждающей воды выше 110 °С является сомнительной вследствие, прежде всего, снижения темпа сокращения n_c до двух секций на 10 К повышения $t_{вых}$.

Список литературы:

1. Куницын П.Е., Шевченко Н.А., Бородин Д.Ю., Холодный В.Н. Пути повышения надежности работы цилиндрической поршневой группы транспортного двухтактного дизельного двигателя типа БТД в условиях внезапных остановок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2002. – №1. – С.64–66.
2. Кравченко С.А. Дизель-энергетическая установка магистрального тепловоза на базе высокофорсированного тепловозного дизеля с системой утилизации теплоты и высокотемпературного охлаждения. Кандидат. дисс. Центральный научн.-иссл. Дизельный ин-т (ЦНИДИ). – Санкт-Петербург, 1993.
3. Филонов С.П. и др. Тепловоз 2ТЭ116. – М.: Транспорт, 1996. – 334 с.
4. Ливенцев Ф.Л. Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. – М.; Л.: Машиностроение, 1964. – 204 с.
5. Ливенцев Ф.Л. Силовые установки с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1969. – 320 с.
6. Дизели: Справочник / Под общ. ред. В.А. Ваншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
7. Глаголев Н.М. и др. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания и газовые турбины. – М.: Транспорт, 1973. – 336 с.
8. Петриченко Р.М., Ицук Ю.Г. Влияние режима охлаждения на температурное состояние цилиндрической поршневой группы дизеля // Науч. тр. Украинской с.-х. Академии. – 1977. – Вып. 136. – С. 27–33.
9. Яковлев Е.А., Ольховский Ю.В., Орлов Н.Д. Высокотемпературное охлаждение тепловозного дизеля 8 ЧН 26/26. НИИ Информтяжмаш. ДВС. Повышение надежности и долговечности дизелей. – М.: Изд-во НИИ Информтяжмаш, 1969. – С. 3–7.
10. Кривов В.Г. и др. Кавитационные характеристики водяных насосов систем высокотемпературного охлаждения дизелей // Двигателестроение, 1983. – №5. – С. 10–13.
11. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
12. Апанович Н.Г., Евенко В.И., Иванов В.В. и др. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов. – М.: Машиностроение, 1969. – 388 с.
13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергоиздат, 1973. – 320 с.

14. Иванов В.Н., Иванов В.В., Панов Н.И., Третьяков А.П. Конструкция и динамика тепловозов. – М.: Транспорт, 1968. – 288 с. 15. Малинов М.С., Куликов Ю.А., Черток Е.Б. Охлаждающие устройства тепловозов. –

М.: Машиз, 1962. – 260 с. 16. Кейс В.М., Лондон А.А. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967. – 224 с. 17. Тепловозы: Конструкция, теория и расчет / Под ред. Н.И. Панова. – М.: Машиностроение, 1976. – 386 с.

УДК 622.691.4.052.012-84

А.А. Гарагуль, інж.

ВІБРАЦІЙНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ТА ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРАХ

Газомотокомпресори (ГМК) типу 10 ГКН(А) потужністю 1100 кВт складають основний парк поршневих газоперекачувальних агрегатів у газовій промисловості України. Вони широко застосовуються у компресорних цехах (КЦ) дожимних компресорних станцій (ДКС), станцій підземного зберігання газу (СПЗГ), установок видобутку і переробки газового конденсату. Загальна кількість агрегатів, що знаходяться в експлуатації, перевищує 250. Позитивними особливостями ГМК, які обумовили їх широке застосування, є стабільність експлуатаційних характеристик, можливість використання як палива супутніх газів та газів, які є побічним продуктом виробництва, порівняно високий к.к.д.

Значний вплив на надійність і ресурс ГМК мають динамічні процеси в циліндропоршневій групі (ЦПГ), які у свою чергу залежать від будови ГМК, їх технологічної досконалості, якості експлуатації та ін. Тому актуальними є дослідження у напрямку зниження динамічних навантажень у ЦПГ ГМК. Відомі публікації у цьому напрямку, на жаль, не охоплюють усього комплексу питань, від яких залежить надійна експлуатація ГМК [1].

Як один з перших прикладів створення засобів діагностування ЦПГ силової частини (СЧ) газомотокомпресорів можна навести роботу [2]. Запропонована ймовірно-статистична модель силової ЦПГ ГМК, структура і склад автоматизованого діагностичного комплексу, технічні вимоги до засобів діагностики. Але метод не набув поширення через відсутність на той час засобів обчислювальної техніки, які могли б бути застосовані в умовах компресорних станцій (КС).

Перший портативний діагностичний прилад СВІК-ГМК, розроблений на основі патентів [3, 4], широко впроваджений на КС. Використання аналогової елементної бази у приладі дозволило реалізувати лише найпростіший алгоритм діагностування, що обмежує його ефективність. Тому потребують подальшого розвитку методи і засоби вібраційної

діагностики ГМК, які б поєднали високу достовірність діагностування з простотою і зручністю у використанні.

Метою цієї статті є дослідження можливих нових шляхів зниження динамічних навантажень ГМК на основі виявлення та усунення причин, що їх викликають, з використанням сучасних методів і засобів діагностування.

ГМК 10ГКН поєднує в одному агрегаті горизонтальний крейцкопфний п'ятициліндровий компресор подвійної дії (компресорна частина – КЧ) і газовий двигун, який складає СЧ, причому конструкція СЧ повністю підпорядкована потребам КЧ. Силова частина ГМК 10ГКН являє собою двотактний V-подібний десятициліндровий газовий двигун з петльовим продуванням, сумішоутворенням безпосередньо в циліндрі та іскровим запалюванням.

Особливістю конструкції кривошипно-шатунного механізму (КШМ) ГМК, від якої залежать його динамічні властивості, є використання компресорного шатуна як корінного, а шатуни силових циліндрів є причіпними. Тому основна частина потужності, виробленої силовими циліндрами однієї секції, споживається компресорним циліндром цієї ж секції, а через колінвал (КВ) передається лише миттєвий надлишок або дефіцит потужності.

Нерівномірний розподіл потужності між силовими циліндрами (СЦ) найбільшою мірою визначає динамічні та вібраційні характеристики ГМК. Це явище обумовлене індивідуальною подачею паливного газу у СЦ, тому регулювання максимального тиску згоряння (p_z) кожного СЦ також має бути індивідуальним і спрямованим на рівномірний розподіл тисків. Допустима різниця p_z між СЦ складає 0,6 МПа на номінальній потужності і до 0,8 МПа при 0,75 номінальній потужності.

Нерівномірність p_z у кожному окремому СЦ від циклу до циклу обумовлена як недостатнім часом для утворення однорідної пальної суміші, так і нерівномірним надходженням паливного газу внаслідок