

Таблица. Теоретические ( $\lambda_{эф}^T$ ) и экспериментальные ( $\lambda_{эф}^э$ ) значения коэффициентов эффективной теплопроводности биметаллических электродов, имеющих различные размеры сердечника

№ электрода	Параметры электрода (см. рис.2)							$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda_C, \text{Вт/мК}$	$\lambda_S, \text{Вт/мК}$	$R_{эл}, \text{МОм}$	$\lambda_{эф}^э, \text{Вт/мК}$	$\lambda_{эф}^T, \text{Вт/мК}$
	$d, \text{мм}$	$L, \text{мм}$	$L_1, \text{мм}$	$L_2, \text{мм}$	$L_3, \text{мм}$	$d_C, \text{мм}$	$m_C, \text{мм}$						
1	2,5	2,8	1,5	4,7	21,8	2,2	0,67	20	387	73,6	0,204	203	239
2			2,5	6,2	19,3	2,0	0,51					162	193
3			3,5	8,3	16,2	1,8	0,38					132	159
4			4,5	9,2	14,3	1,6	0,32					115	137
5			6,5	11,5	10,0	1,4	0,17					95	114

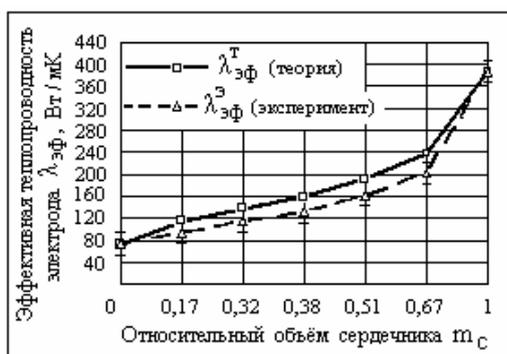


Рис. 4. Влияние относительного объема сердечника  $m_C$  биметаллического электрода на величину его эффективной теплопроводности  $\lambda_{эф}$

**Заключение**

1. Получена аналитическая зависимость (модель изменения теплопроводности биметаллического электрода), позволяющая приближённо определить эффективную теплопроводность биметаллического электрода в условиях осевого теплового потока. В общем виде зависимость может быть представлена следующим образом:

$$\lambda_{эф} = \lambda_{эф}(\lambda_C, \lambda_S, d, d_C, L_1, L_2, L_3) \quad (17)$$

2. Расчёты, выполненные с применением этой модели, показывают, что эффективная теплопроводность биметаллического электрода может изменяться более чем в два раза за счёт изменения размеров сердечника электрода.

3. Для практического использования модели требуется её дальнейшее усовершенствование, связанное с необходимостью учёта радиального теплового потока.

4. Расхождение экспериментальных ( $\lambda_{эф}^э$ ) и теоретических ( $\lambda_{эф}^T$ ) значений коэффициентов эффективной теплопроводности, достигающее 18...20%, можно объяснить, в первую очередь, наличием в зоне контакта поверхностей оболочки и сердечника термического сопротивления, которое в аналитической зависимости (14) не учитывается.

**Список литературы:**

1. Басс Б.А. Свечи зажигания. Краткий справочник / Б.А. Басс. – М.: ЗАО КЖИ «За рулём», 2002. – 120 с. 2. Дульнев Г.Н., Заричняк Ю.Л. Теплопроводность смесей и композиционных материалов / Г.Н. Дульнев, Ю.Л. Заричняк. – Л.: Энергия, 1974. – 264 с. 3. Яхутль Д.Р. Расчётный и экспериментальный метод определения температурного поля и кашальных чисел свечей зажигания бензиновых двигателей: автореф. ...дисс. канд. техн. наук: 05.04.02 / Д.Р. Яхутль. – М.: НИИАЭ, 1991. – 23 с. 4. Цирельман Н.М. Теория и прикладные задачи тепломассопереноса. Часть 1: учеб. пособие / Н.М. Цирельман. – Уфа: Уфимский государственный авиационный технический университет, 2002. – 108 с. 5. Теплотехника. Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер; под ред. В.Н. Луканина. – 4-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2003. – 671 с. 6. Перлин И.Л., Райтбарг Л.Х. Теория прессования металлов / И.Л. Перлин, Л.Х. Райтбарг. – М.: Металлургия, 1975. – 448 с.

УДК 621.577

Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.А. Андреев, асп.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

**Анализ проблемы и постановка цели исследования**

Одним из основных направлений улучшения

показателей ДВС является совершенствование систем турбонадува. Главным элементом этих систем является турбокомпрессор (ТК), в состав которого

входят наддувочный компрессор и утилизационная турбина, использующая энергию уходящих газов для привода компрессора. Увеличение КПД и степени повышения давления ТК оказывает существенное влияние на показатели ДВС. Степени повышения давления современных компрессоров составляют  $\pi_k = 3 \dots 4,5$  и их КПД  $\eta_k = 0,75 \dots 0,85$ . Если в середине прошлого столетия степени повышения давления не превышали 1,8...2,5, то благодаря увеличению КПД современных компрессоров они выросли практически вдвое. При малых степенях повышения давления ТК дизелей 50-х годов мощность, вырабатываемая утилизационной турбиной, значительно превышала мощность, необходимую для привода наддувочного компрессора. Известно использование избыточной мощности утилизационной турбины для привода компрессора турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух [1]. Хотя в современных высоконаддувных ДВС избыток мощности турбины над мощностью компрессора, необходимой для создания требуемых  $\pi_k$ , уже не столь значительный, все же его реализация для охлаждения наддувочного воздуха может обеспечить заметное повышение топливной экономичности ДВС.

**Целью исследования** является оценка целесообразности охлаждения наддувочного воздуха ДВС эжекторными холодильными машинами, использующими избыточную, сверх необходимой для наддувочного ТК, тепловую энергию уходящих газов.

#### Анализ результатов исследования

Оценка избытка мощности утилизационной турбины  $N_T$  над мощностью наддувочного компрессора  $N_K$ , необходимой для создания требуемого давления наддува, произведена для мощностного ряда малооборотных дизелей (МОД) фирмы "Вяртсила Нью Зульцер" [2]. При этом резерв мощности турбины определяли в виде отношения  $\Delta N_{TK} = (N_T - N_K)/N_K$ .

Расчеты выполнены с учетом влияния температуры окружающего воздуха  $t_{ов}$  на входе компрессора ТК на температуру уходящих газов  $t_{г1}$  на входе утилизационной турбины ТК:  $t_{г1} = f(t_{ов})$ . Так, согласно данным фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсила Нью Зульцер" повышение температуры наружного воздуха на входе ТК на 10 °С вызывает возрастание температуры газов на выходе из ДВС на 16 °С.

Учитывали также зависимость КПД компрессора  $\eta_k$  от степени повышения давления  $\pi_k$ :  $\eta_k = 0,80$  при  $\pi_k = 3$  и  $\eta_k = 0,85$  при  $\pi_k = 4$ .

Результаты расчетов избытка мощности турбины сверх необходимой мощности компрессора  $\Delta N_{TK}$  в зависимости от температуры окружающего воздуха  $t_{ов}$  на входе ТК, выполненных для малооборотного дизеля 5RTA 52 мощностью  $N_e = 8000$  кВт, представлены на рис. 1.

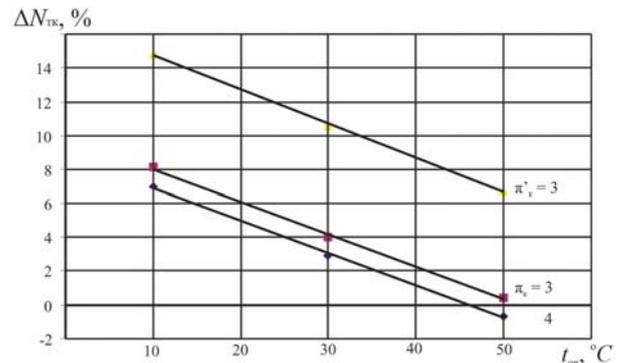


Рис 1. Избыток мощности турбины сверх необходимой для наддува мощности компрессора  $\Delta N_{TK}$  в зависимости от температуры окружающего воздуха  $t_{ов}$  на входе ТК:  $\pi_k'$  – с учетом  $\eta_k = f(\pi_k)$ ;  $\pi_k$  – без учета  $\eta_k = f(\pi_k)$

Как видно, учет зависимости КПД компрессора  $\eta_k$  от степени повышения давления  $\pi_k$ :  $\eta_k = f(\pi_k)$  существенно отражается на результатах расчета. При этом действительные величины резерва мощности ТК оказываются намного большими:  $\Delta N_{TK} = 8 \dots 15$  % при  $\pi_k = 3$  в интервале температур  $t_{ов} = 10 \dots 45$  °С с учетом зависимости  $\eta_k = f(\pi_k)$ , тогда как  $\Delta N_{TK} = 2 \dots 8$  % без учета  $\eta_k = f(\pi_k)$ . Совпадение на рис. 1 графиков, соответствующих резервам мощности ТК  $\Delta N_{TK}$  с учетом зависимости  $\eta_k = f(\pi_k)$  и без ее учета при  $\pi_k = 4$ , обусловлено тем, что в исходном варианте без учета зависимости  $\eta_k = f(\pi_k)$  принимали  $\eta_k = 0,80$ , т.е. равным такому же значению, что и с учетом  $\eta_k = f(\pi_k)$ .

То обстоятельство, что при  $\pi_k = 3$  резерв мощности  $\Delta N_{TK}$  большой, чем при  $\pi_k = 4$ , указывает на нецелесообразность его реализации повышением давления в наддувочном ТК, как это осуществлялось путем создания избыточного давления (сверх давления наддува), который в свою очередь использовался в турбодетандерной (воздушной) холодильной машины, охлаждающей наддувочный воздух в ДВС фирмы "Купер–Бессемер" [1].

Очевидно, что избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей, в частности, эжекторной холодильной машиной как конструктивно наиболее простой. Для этого необходимо часть уходящих газов направить мимо турбины ТК. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора и, как следует из рис. 1, составляет 10...15 %. Это количество зависит от температуры наддувочного воздуха  $t_k$  на нагнетании компрессора, в свою очередь зависящей от температуры окружающего воздуха  $t_{ов}$  на его всасывании, так как ее повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов  $t_{yt}$  и, соответственно, теплосодержания, срабатываемого в утилизационной турбине (рис. 2).

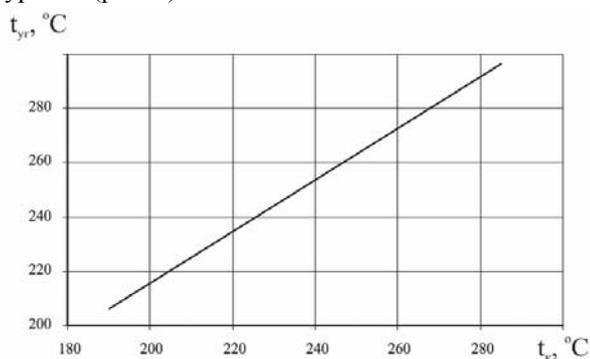


Рис. 2. Зависимость температуры уходящих газов  $t_{yt}$  от температуры воздуха на выходе из компрессора  $t_k$

Как видно, зависимость температуры уходящих газов  $t_{yt}$  от температуры наддувочного воздуха на выходе из компрессора  $t_k$  имеет линейный характер и может быть описана уравнением  $t_{yt} = 0,95t_k + 26,2$ ,  $^\circ\text{C}$ , согласно которому при увеличении температуры воздуха на выходе из компрессора на 10  $^\circ\text{C}$  температура уходящих газов повышается на 9,5  $^\circ\text{C}$ .

Мощности турбины  $N_T$  и компрессора  $N_K$  ТК для ряда малооборотных дизелей "Вяртсила Нью Зульцер" в зависимости от мощности дизеля  $N_e$  с учетом зависимости температуры уходящих газов на входе турбины ТК от температуры наружного воздуха приведены на рис. 3.

Как видно, для всего ряда мощностей  $N_e$  МОД "Вяртсила Нью Зульцер" имеет место резерв мощности ТК.

При повышении мощности двигателя разница мощностей турбины и компрессора, выраженная в абсолютных величинах, увеличивается, тогда как в относительных величинах она остается практически постоянной.

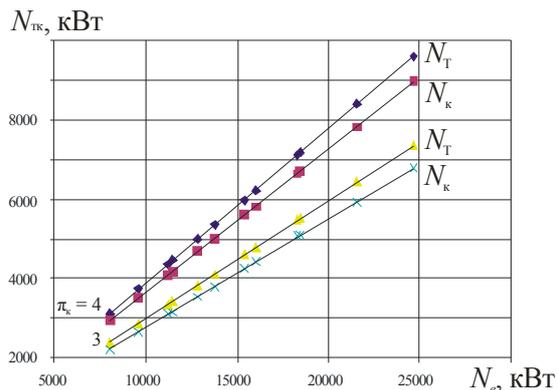


Рис. 3. Мощности турбины  $N_m$  и компрессора  $N_K$  в зависимости от мощности дизеля  $N_e$  при разной степени повышения давления  $\pi_k$ :

▲, x -  $\pi_k = 3$ ; ◆, ■ -  $\pi_k = 4$

Следует заметить, что расчет ТК проводился, исходя из пессимистического варианта, когда ряд коэффициентов принимался для худших, с точки зрения образования резерва мощности, условий. Если же исходить из оптимистического расчета, то превышение мощности турбины над мощностью компрессора может достигать 30 %.

Как отмечалось, избыток тепловой энергии уходящих газов может быть реализован теплоиспользующей эжекторной холодильной машиной (ЭХМ), для чего часть уходящих газов направляют мимо турбины ТК на ЭХМ. Количество байпасируемого газа пропорционально превышению мощности турбины над мощностью компрессора, то есть составляет 10...15 %. Схема такой установки представлена на рис. 4.

Так как температура газов на входе в генератор ЭХМ, установленный на байпасной линии, составляет около 450  $^\circ\text{C}$ , а на выходе из него около 280  $^\circ\text{C}$ , то срабатываемый тепловой потенциал достаточно велик, даже с учетом того, что через байпас проходит не всё количество уходящих газов, а около 15 % от их общего количества.

Испарители теплоиспользующих ЭХМ целесообразно включать в контур охлаждающей воды ОНВ, а не непосредственно в тракт наддувочного воздуха. Схема такой установки приведена на рис. 5.

Исключение испарителя ЭХМ на НРТ из воздушного тракта дизеля повышает безопасность ее эксплуатации. Кроме того, габариты испарителя-охладителя воды значительно меньше, чем охладителя воздуха, поскольку интенсивность теплоотдачи к воде намного больше, чем к воздуху.

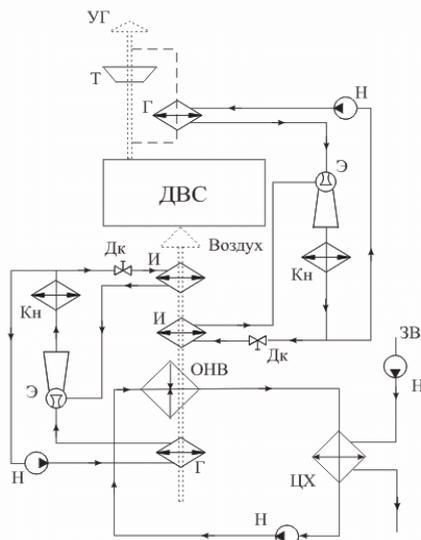


Рис. 4. Вариант применения ЭХМ для охлаждения наддувочного воздуха

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник

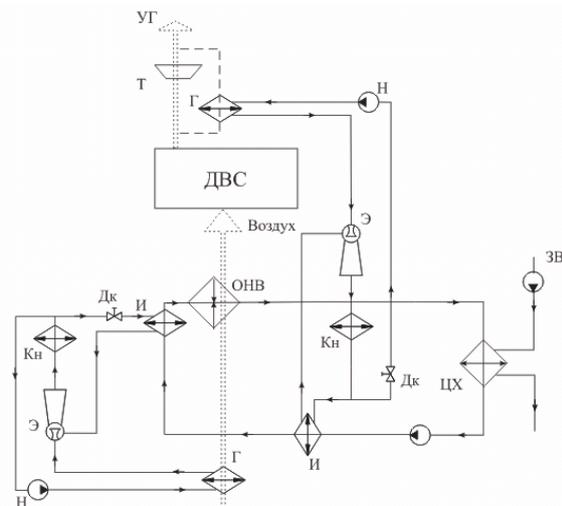


Рис. 5. Вариант применения ЭХМ для охлаждения пресной воды контура ОНВ

УГ – уходящие газы; Т – турбина; Г – генератор; Н – насос; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Дк – дроссельный клапан; И – испаритель; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; ЗВ – забортная вода; ЦХ – центральный холодильник

Результаты расчетов показали, что использование избыточной тепловой энергии уходящих газов и наддувочного воздуха в ЭХМ обеспечивает снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.

Следует отметить, что достоверность результатов расчета резерва мощности ТК и справедливость предложенного принципа реализации избыточной энергии уходящих газов (схемы на рис. 4 и 5) подтверждаются концепцией и практикой эксплуатации турбокомпаундных систем (ТКС) утилизации энергии уходящих газов судовых МОД ведущих дизелестроительных фирм "МАН – Бурмейстер и Вайн" и "Вяртсила Нью Зульцер" [3, 4]. В таких ТКС резерв мощности ТК, а следовательно, и избыточная энергии уходящих газов, реализуются в дополнительной (к основной утилизационной турбине наддувочного ТК) утилизационной газовой турбине, устанавливаемой на обводной линии основной утилизационной газовой турбины ТК, расход газов через которую составляет 10...15 % от общего их количества, поступающего из выпускного ресивера. Практически такое же значение избытка мощности турбины,  $\Delta N_{\text{ТК}} = 8...15 \%$ , получено нами в интервале температур  $t_{\text{ов}} = 45...10 \text{ } ^\circ\text{C}$  (рис. 1).

#### Выводы

1. Применение ЭХМ, использующей теплоту наддувочного воздуха после ТК и теплоту уходящих газов для охлаждения наддувочного воздуха, обеспечивает дополнительное снижение температуры наддувочного воздуха на 20...35 °С (по сравнению с водяным охлаждением) и соответственно повышение КПД МОД примерно на 2 %.

2. Предложены схемные решения систем охлаждения наддувочного воздуха судовых ДВС на базе ЭХМ.

#### Список литературы:

1. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt / K. Zinner, H. Reinloin // *Dieselmotoren, "MTZ"*. – 1964. – Nr. 5. – S. 188–195.
2. Sulzer RTA-U. Engine selection and project manual. 25.28.07.40 – Issue XII.98 – Rev. 0 – [электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship\\_power/media\\_publications/brochures/project\\_guides/rta72u\\_b.pdf](http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/brochures/project_guides/rta72u_b.pdf).
3. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO<sub>2</sub> emission [электронный ресурс] // MAN B&W Diesel A/S Copenhagen, Denmark, 2005.-Режим доступа: <http://www.mandiesel.com/files/news/files0505/P3339161.pdf>.
4. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation [электронный ресурс]: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005. – Режим доступа: [http://www.mandiesel.com/files/news/files0762/5510-0005.00pr\\_low.pdf](http://www.mandiesel.com/files/news/files0762/5510-0005.00pr_low.pdf).