

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО, В.В. ГОРИН, А.Н. САПАРМАМЕДОВ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩАЯ УСТАНОВКА С ИСПАРИТЕЛЬНЫМ КОНДЕНСАТОРОМ ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА

Проанализирована эффективность предварительного охлаждения циклового воздуха газотурбогенератора в эжекторной холодильной машине, использующей теплоту выпускных газов. Для специальных условий эксплуатации холодильных машин с конденсаторами воздушного охлаждения предложено применение испарительного охлаждения наружного воздуха с использованием конденсата, отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха газотурбогенератора. Рассмотрены схемные решения охлаждения циклового воздуха и оценена их эффективность.

Ключевые слова: газотурбогенератор, охлаждение воздуха, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, уходящие газы, испарительный конденсатор.

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Показатели работы газотурбинных двигателей (ГТД), и, в частности, газотурбогенераторов (ГТГ), существенно зависят от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, ухудшаясь с ее повышением. Так, по данным [1] каждый 1°C увеличения температуры наружного воздуха приводит к уменьшению мощности ГТД на $0,5...0,9\%$, а для тяжелых стационарных ГТД типа LM-6000 ее повышение до 35°C вызывает снижение мощности на 20% и возрастание тепловых потерь с уходящими газами на 5% по сравнению с температурой 15°C , соответствующей ISO (рис. 1 [1]).

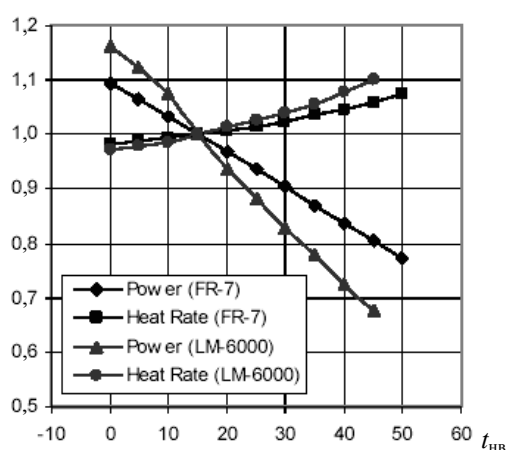


Рис. 1. Влияние температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на показатели ГТД: мощность N/N_{ISO} и тепловые потери Q/Q_{ISO} в относительных величинах (по сравнению с $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$) для ГТД LM-6000 и FR-7: $\diamond$, $\blacktriangle$ – N/N_{ISO} ; $\blacksquare$, $\bullet$ – Q/Q_{ISO} [1]

Зависимости мощности N/N_{ISO} , тепловых потерь с уходящими газами Q/Q_{ISO} , КПД η/η_{ISO} и удельного расхода топлива $b_e/b_{e\text{ISO}}$ в относительном виде (отнесенных к их значениям при $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$) от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ для авиационных ГТД LM2500+ приведены на рис. 2 [2].

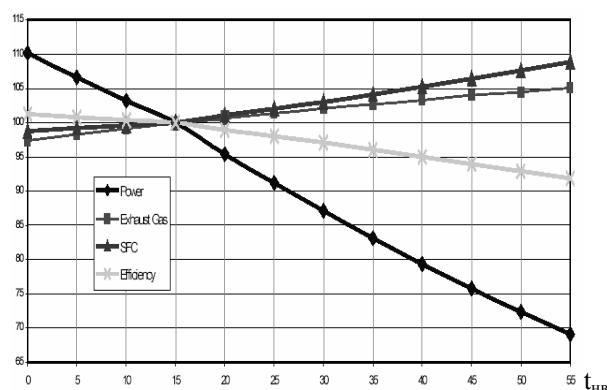


Рис. 2. Влияние температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ на показатели ГТД: мощность N/N_{ISO} , тепловые потери с уходящими газами Q/Q_{ISO} , удельный расход топлива $b_e/b_{e\text{ISO}}$, КПД η/η_{ISO} в относительных величинах (по сравнению с $t_{\text{нв}} = 15^\circ\text{C}$) для ГТД LM2500+: $\diamond$ – N/N_{ISO} , $\blacktriangle$ – $b_e/b_{e\text{ISO}}$; $\blacksquare$ – Q/Q_{ISO} , $\bullet$ – η/η_{ISO} [2]

Как видно, повышение температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты. Поэтому представляется целесообразным утилизировать теплоту уходящих газов в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ) с выработкой холода, который в свою очередь применять для охлаждения циклового воздуха ГТД (предварительно-

го охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД и промежуточного его охлаждения между компрессорными ступенями).

Применение в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет работать при давлениях выше атмосферного и утилизировать низкопотенциальную теплоту.

Теплота, отведенная от уходящих газов и циклового воздуха ГТД, сбрасывается в конденсатор ТХМ, охлаждаемый, в свою очередь, забортной водой или наружным воздухом (на судах на воздушной подушке, скоростных катамаранах и других судах с динамическими принципами поддержания). В последнем случае эффективность работы конденсатора и ТХМ в целом существенно зависит от температуры охлаждающего воздуха. Понизить температуру воздуха, подаваемого на конденсатор, можно путем предварительного испарения в нем пресной воды, распыливаемой форсунками. В качестве такой воды возможно использование конденсата, отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителях ТХМ с понижением его температуры ниже точки росы. В результате испарительного охлаждения температуру воздуха можно уменьшить на 5...15 °С в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха [1, 3, 4].

Целью исследования является анализ эффективности охлаждения циклового воздуха судовых ГТГ в ТХМ с испарительными конденсаторами.

2. Анализ результатов исследования

В качестве ТХМ выбрана эжекторная ТХМ (ЭТХМ), которая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации [5]. Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТГ, использующей теплоту уходящих газов, представлена на рис. 3.

Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров.

Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе.

В генераторе ЭТХМ теплота уходящих газов используется для получения пара НРТ высокого давления, энергия которого в свою очередь расходуется на эжектирование пара НРТ низкого давления, испаряющегося в И-ВО с отводом теплоты от воздуха на входе компрессора ГТД.

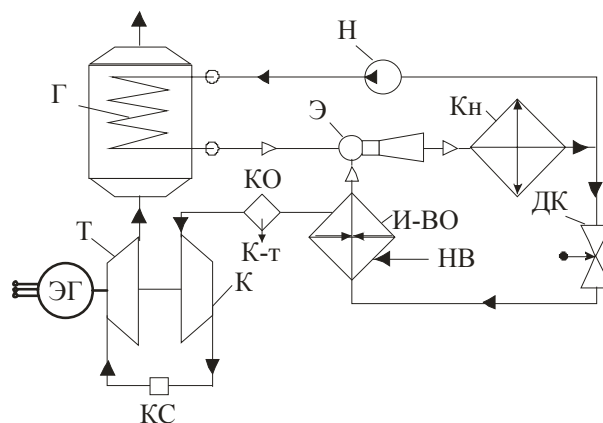


Рис. 3. Схема эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД:

Г – генератор паров НРТ; Э – эжектор;

Кн – конденсатор; Н – насос;

ДК – дроссельный клапан;

И-ВО – испаритель-воздухоохладитель;

К – компрессор; Т – турбина; КС – камера сгорания;

ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель;

НВ – наружный воздух; К-т – конденсат

В качестве НРТ для ЭТХМ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающие достижение приемлемых тепловых коэффициентов $\zeta = Q_0/Q_g$, представляющих собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ГТД в испарителе) к количеству теплоты Q_g , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов.

Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе t_g , испарителе t_0 и конденсации t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха): возрастает с повышением t_g и t_0 и уменьшением t_k (температуры охлаждающего наружного воздуха). Для ЭТХМ значения теплового коэффициента лежат в диапазоне $\zeta = 0,15...0,3$ (большее значение соответствует низким температурам охлаждающего воздуха).

Уменьшить температуру охлаждающего конденсатор наружного воздуха и тем самым повысить ζ можно путем его испарительного охлаждения, впрыскивая в воздушный поток водяной конденсат, получаемый в свою очередь в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ ниже точки росы.

Результаты расчета количества конденсата G_w , отводимого в течение часа в процессе охлаждения воздуха с начальной температурой $t_{w1} = 35$ °С в зависимости от его относительной влажности ϕ при расходах воздуха $G_v = 1; 4$ и 8 кг/с (соответственно количествах отводимой от воздуха теплоты, т.е.

холодопроизводительности ЭТХМ, $Q_0 = 16; 65$ и 130 кВт) представлены на рис. 4.

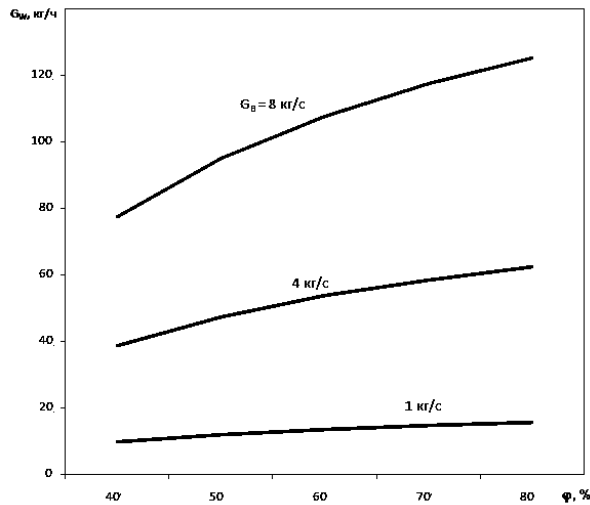


Рис. 4. Количество конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ с начальной температурой $t_{в1} = 35^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности φ при разных расходах воздуха G_v

При этом в зависимости от величины φ воздух охлаждался до температуры $t_{в2} = 25 \dots 30^\circ\text{C}$ (меньшей величине φ соответствует и меньшее значение $t_{в2}$).

Поскольку процесс охлаждения влажного воздуха в испарителе в диаграмме d - I (влажность-энтальпия влажного воздуха) представляют обычно прямой линией [6], то с увеличением разности температур воздуха $t_{в1} - t_{в2}$, например в 2–4 раза, пропорционально возрастет и количество выпадающего из него конденсата.

Воздух на входе ГТД можно охладить в испарителе ЭТХМ до температуры, превышающей температуру кипения НРТ в нем примерно на 10°C : практически на $20 \dots 30^\circ\text{C}$ в летнее время, т.е. в 3...4 раза больше, чем по условиям, для которых получены графики на рис. 4. Соответственно в 3...4 раза возрастет и количество выпавшего из воздуха конденсата G_w . Этот конденсат можно впрыскивать форсунками в воздух, используемый для отвода теплоты конденсации НРТ в конденсаторах воздушного охлаждения. В результате испарительного охлаждения вполне возможно снижение температуры охлаждающего конденсатор ЭТХМ воздуха на $5 \dots 10^\circ\text{C}$ и, следовательно, увеличение ζ .

Дополнительное количество конденсата может быть получено в процессе промежуточного охлаждения циклового воздуха ГТД между компрессорными ступенями. Глубокое промежуточное охлаждение возможно с помощью той же ЭТХМ, для чего ее испаритель следует выполнить в виде двух секций с

установкой одной — на наружном воздухе перед компрессором низкого давления, а второй — на сжатом воздухе перед компрессором высокого давления. Кроме того, теплота сжатого воздуха после компрессора низкого давления также может использоваться, например для нагрева жидкого НРТ, подаваемого насосом из конденсатора ЭТХМ в экономайзерную секцию генератора паров НРТ высокого давления.

Соотношение тепловых нагрузок $\bar{q}_Г'$ и $\bar{q}_Г''$ экономайзерной и испарительной секций генератора, т.е. теплоты, необходимой для нагрева жидкости и ее испарения, определяется параметрами рабочего цикла ТХМ (температурами кипения НРТ в генераторе t_g и его конденсации t_k). Поэтому, если для нагрева жидкости в экономайзере задействовать другой источник теплоты, например наддувочный воздух, высвобождая таким образом большую долю располагаемого теплоперепада по уходящим газам для испарительной секции и повышая соответственно суммарную тепловую нагрузку на генератор $\bar{q}_Г$, то можно увеличить удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и степень охлаждения воздуха $\Delta_{тв}$ в испарителе ТХМ.

Схема эжекторной теплоиспользующей установки предварительного охлаждения наружного воздуха на входе компрессора низкого давления и глубокого промежуточного охлаждения сжатого воздуха перед компрессором высокого давления с экономайзерной секцией генератора, установленной на сжатом воздухе после компрессора низкого давления, приведена на рис. 5.

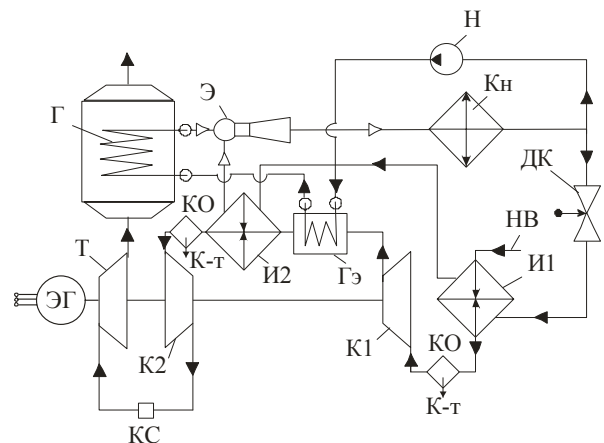


Рис. 5. Схема эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха ГТД: К1 и К2 — компрессоры; Т — турбина; КС — камера сгорания; ЭГ — электрогенератор; КО — каплеотделитель; Г — генератор паров НРТ; Г_э — экономайзерная секция генератора; Э — эжектор; Кн — конденсатор; Н — насос; ДК — дроссельный клапан; И1 и И2 — испарители-воздухоохладители; НВ — наружный воздух

Значения удельной теплоты, приходящейся на единичный расход воздуха, отведенной от воздуха в испарителе (холодопроизводительности) $\bar{q}_0$, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе и теплового коэффициента ЭТХМ ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температуре его кипения в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 6. При этом температура уходящих газов на входе генератора принималась равной 550°C , а тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_g , испарителе t_0 и конденсации t_k по методике, приведенной в [7].

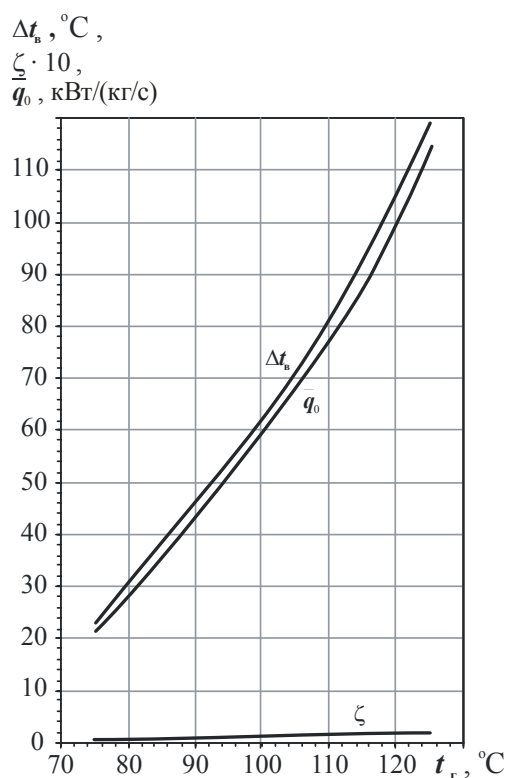


Рис. 6. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки, удельной теплоты, отведенной от воздуха $\bar{q}_0$, в испарителе (холодопроизводительности) $\bar{q}_0$,

снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, с повышением t_g от 80 до 120°C снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе ЭТХМ возрастает с $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ до 100°C . Понятно, что если разность температур $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ может быть реализована в процессе предварительного охлаждения наружного воздуха в первой секции испарителя И1 на входе в компрессор низкого давления К1, то остающейся ее части достаточно и для про-

межуточного охлаждения сжатого воздуха во второй секции испарителя И2 перед компрессором высокого давления К2 (рис. 5).

Согласно рис. 2 снижение температуры наружного воздуха на входе компрессора ГТД LM2500+ на $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива примерно на 5 % с соответствующим повышением КПД [2]. С целью сокращения потерь мощности компрессора на преодоление аэродинамического сопротивления испарителя-воздухоохладителя ЭТХМ его глубину по ходу воздуха следует ограничивать, что приведет к уменьшению и глубины охлаждения в нем воздуха. Во всяком случае сокращение удельного расхода топлива на 2...3 % за счет применения ЭТХМ вполне реально.

Выводы

1. Применение эжекторной теплоиспользующей холодильной установки обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на входе компрессора ГТД на $20...30^\circ\text{C}$ и сокращение удельного расхода топлива газотурбогенераторов на 2...3 %.
2. Использование конденсата, отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха газотурбогенераторов в испарителе теплоиспользующей холодильной установки, для испарительного охлаждения наружного воздуха конденсатора НРТ обеспечивает снижение температуры конденсации низкипящего рабочего тела и, следовательно, повышение теплового коэффициента холодильной установки либо же сокращение габаритов испарительного конденсатора за счет уменьшения температурных напоров в нем.
3. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок предварительного охлаждения воздуха на входе судовых МОД.

Литература

1. Bhargava R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002* / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
2. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air / J.N. Bortmany // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
3. Nixdorf M. Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant / M. Nixdorf, A. Prelipceanu, D. Hein // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2002-30561. – 10 p.

4. Cataldi G., Guntner G., Matz C. and co. *Influence of high fogging on gas turbine engine operation and performance* / G. Cataldi, G. Guntner, C. Mat // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004*. – Paper GT2004-53788. – 11 p.

5. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей / А.Н. Рад-

ченко // *Вестник двигателестроения*. – 2007. – № 3. – С. 135–139.

6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины / Ю.В. Захаров. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

7. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / С.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 2.06.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.

ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧА УСТАНОВКА З ВИПАРНИМ КОНДЕНСАТОРОМ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА

А.М. Радченко, В.В. Горін, А.Н. Сапармамедов

Проаналізована ефективність попереднього охолодження циклового повітря газотурбогенератора в ежекторній холодильній машині, що використовує теплоту відхідних газів. Для спеціальних умов експлуатації холодильних машин з конденсаторами повітряного охолодження запропоновано застосування випарного охолодження зовнішнього повітря з використанням конденсату, що відводиться у процесі охолодження циклового повітря газотурбогенератора. Розглянуті схемні рішення охолодження циклового повітря газотурбогенератора та оцінена їх ефективність.

Ключові слова: газотурбогенератор, охолодження повітря, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина, відхідні гази, випарний конденсатор.

WASTE HEAT RECOVERY PLANT WITH EVAPORATIVE CONDENSER FOR COOLING CYCLIC AIR OF GAS TURBOGENERATOR

A.N. Radchenko, V.V. Gorin, A.N. Saparmamedov

The efficiency of precooling the cyclic air of gas turbogenerator by ejector refrigeration machine recovering exhaust gas heat has been analyzed. For special performance conditions of refrigeration machines with air cooled condensers the application of evaporative cooling of ambient air with using the condensate extracted in process of cooling the cyclic air of gas turbogenerator is proposed. The scheme decisions of cooling the cyclic air of gas turbogenerator are discussed and their efficiency is estimated.

Key words: gas turbogenerator, cooling of air, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine, exhaust gases, evaporative condenser.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Горин Вадим Викторович – канд. техн. наук, доцент, докторант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Сапармамедов Андрей Назармамедович – аспирант, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.