

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО, А.Н. САПАРМАМЕДОВ, С.В. ИВАНЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ
СУДОВОГО ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
И ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ**

Проанализирована эффективность предварительного охлаждения циклового воздуха судового газотурбогенератора в кондиционирующей установке на базе эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов. Показано, что применение такой установки обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...30 °С и сокращение удельного расхода топлива ГТГ на 2...4%. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок кондиционирования циклового воздуха на входе судовых ГТГ и оценена их эффективность.

газотурбогенератор, охлаждение воздуха, низкипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, уходящие газы

**1. Анализ проблемы и постановка
цели исследования**

Газотурбогенераторы (ГТГ) применяются, как правило, на судах с газотурбинными главными двигателями (ГТД). Эффективность ГТГ зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, существенно снижаясь с ее повышением. Так, по данным [1, 2] каждые 10 °С увеличения температуры наружного воздуха приводят к уменьшению КПД ГТГ на 1 – 2% и соответствующему возрастанию удельного расхода топлива. Известны два основных направления решения проблемы снижения температуры воздуха на входе ГТГ: без применения машинного холода (испарительное охлаждение путем впрыскивания в воздушный поток воды) и с помощью холодильных машин.

Наибольшее распространение получило испарительное охлаждение воздуха, при котором в воздушный поток на входе компрессора ГТД впрыскивается вода форсунками тонкого распыла [2 – 4]. Однако потенциально возможная глубина охлаждения наружного воздуха при испарительном охлаждении ограничивается разностью его температур по сухому и мокрому термометрам, зависящей прежде

всего от его относительной влажности. Так, например, при относительной влажности наружного воздуха 45% и его температуре 38 °С воздух может быть охлажден всего лишь до 25 °С, что значительно ограничивает возможности безмашинного испарительного охлаждения по сравнению с машинным, в частности, с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ).

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 предварительного охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТД (энергетическое кондиционирование) и в системах комфортного и технологического кондиционирования. Применение в ТХМ низкипящих рабочих тел (НРТ) позволяет работать при давлениях выше атмосферного и утилизировать низкопотенциальную теплоту.

Теплоиспользующие установки кондиционирования воздуха (ТУКВ) вполне можно рассматривать

и как альтернативу традиционным опреснительным установкам, использующим для производства пресной воды пар или же горячую воду системы охлаждения главных дизелей (вакуумные опреснительные установки). В ТУКВ конденсат получают в испарителях-воздухоохладителях в процессе охлаждения с осушением влажного воздуха при понижении его температуры ниже точки росы.

Целью исследования является анализ целесообразности использования теплоты уходящих газов для охлаждения циклового воздуха судовых ГТГ в ТХМ с одновременным производством пресной воды.

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. 1. Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросило-

вой 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.

Эжекторная ТХМ работает следующим образом: эжектор всасывает пар из испарителя, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка б), который поступает из генератора и расширяется в его сопле до давления (точка 7), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 4), и сжимает его до давления конденсации (точка 1): процессы 3-4 и 5-6 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 6-7 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 4-8 – понижение давления всасываемого из испарителя пара в приемной камере эжектора; 8-9 и 7-9 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 9-1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

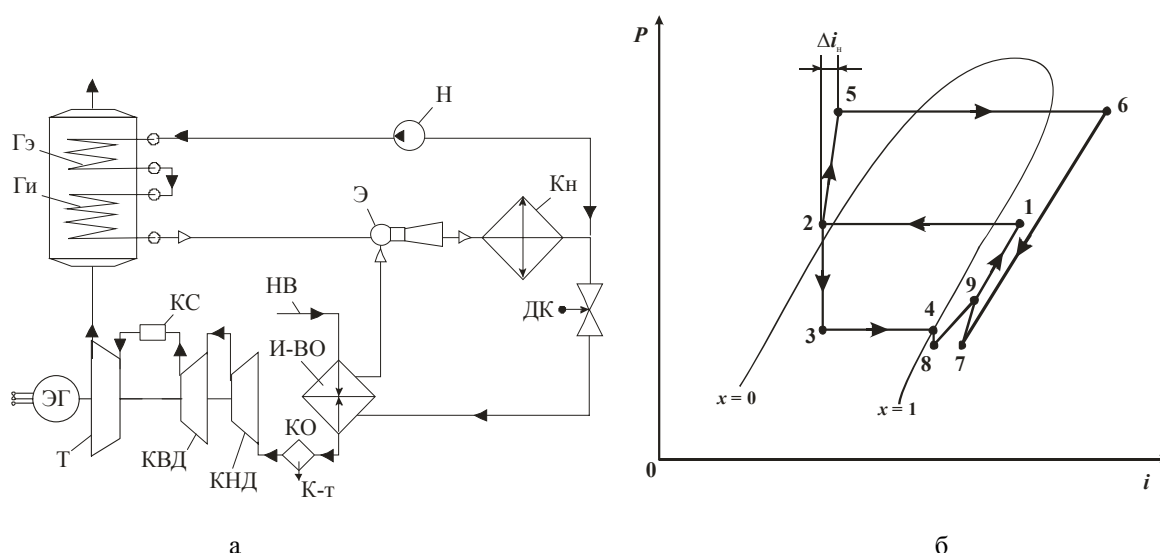


Рис. 1. Схема (а) и цикл (б) эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения воздуха на входе в компрессор ГТГ: Г_и и Г_э – испарительная и экономайзерная секции генератора паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; Т – турбина; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель; НВ – наружный воздух; К-т – конденсат

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.

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

Тепловой коэффициент ζ зависит от температур кипения НРТ в генераторе t_r , испарителе t_0 и конденсации t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха): возрастает с повышением t_r 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 охлаждающей конденсатор воды).

Как отмечалось выше, в процессе охлаждения с осушением влажного воздуха в испарителях-воздухоохладителях ТУКВ можно получать конденсат, который после соответствующей химбактериологической обработки использовать в качестве пресной воды. Результаты расчета расхода конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ от начальной его температуры $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$ (температура в машинном отделении) до конечной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности воздуха ϕ при его расходах $G_b = 0,5; 1,0$ и $2,0$ кг/с представлены на рис. 2.

Как видно, количество конденсата, получаемого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД, составляет от 0,5 до 3,0 т/сутки и более в зависимости

от расхода воздуха G_b (типа и мощности ГТД), что свидетельствует о целесообразности применения ТУКВ в качестве опреснительных установок на судах и других видах транспорта.

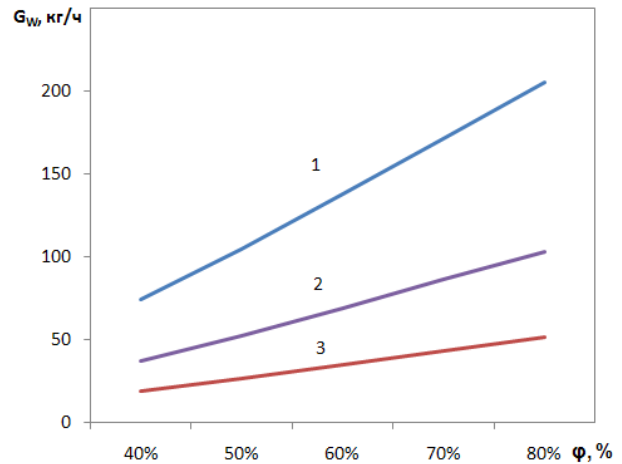


Рис. 2. Расход конденсата G_w , отводимого в процессе охлаждения циклового воздуха ГТД в испарителе ЭТХМ от начальной температуры $t_{b1} = 45^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_{b2} = 15^\circ\text{C}$, в зависимости от относительной влажности ϕ при расходах воздуха G_b : 1 – $G_b = 2,0$ кг/с; 2 – $G_b = 1,0$ кг/с; 3 – $G_b = 0,5$ кг/с

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 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_r 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}_r , то можно увеличить удельную холодопроизводительность \bar{q}_0 и степень охлаждения воздуха Δt_b в испарителе ТХМ.

Значения удельной холодопроизводительности \bar{q}_0 , т.е. теплоты, отведенной от воздуха в испарителе и приходящейся на единичный расход воздуха, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе и теплового коэффициента ЭТХМ ζ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температуре его кипения в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ представлены на рис. 3. При этом температура уходящих газов на входе в генератор ТХМ принималась 550°C , а на выходе из него 300°C , т.е. использовалась практически половина располагаемого теплосодержания газов. Тепловой коэффициент ζ определялся в зависимости от температур кипения хладагента в генераторе t_r , испарителе t_0 и конденсации t_k по методике, приведенной в [6].

Как видно, при характерных для ЭТХМ температурах кипения НРТ в генераторе $t_r = 100\dots 120^\circ\text{C}$ снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе ЭТХМ составляет $\Delta t_b = 40\dots 50^\circ\text{C}$, что в 1,5...2,0 раза превышает величину, необходимую для предварительного охлаждения циклового воздуха на входе в компрессор ГТД до температуры $10\dots 15^\circ\text{C}$. Остающийся избыточный холод можно использовать для глубокого промежуточного охлаждения сжатого воздуха после штатного промежуточного водяного охладителя (при его наличии) перед компрессором высокого давления или же в системах комфортного и технического кондиционирования воздуха.

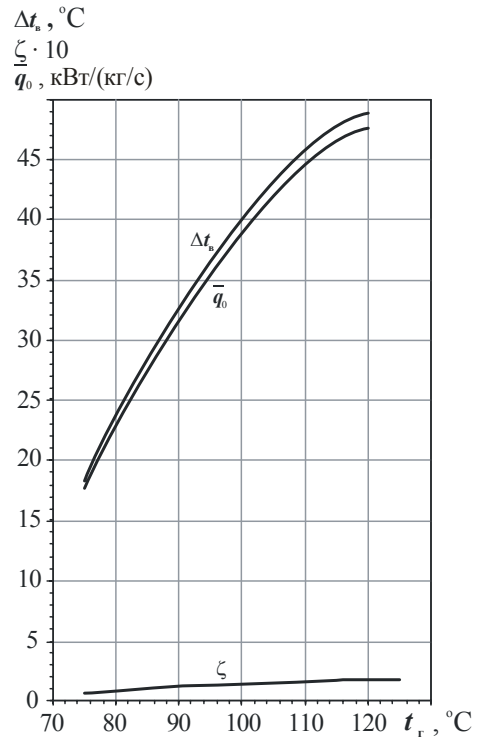


Рис. 3. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки, удельной теплоты, отведенной от воздуха в испарителе (холодопроизводительности) \bar{q}_0 , снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

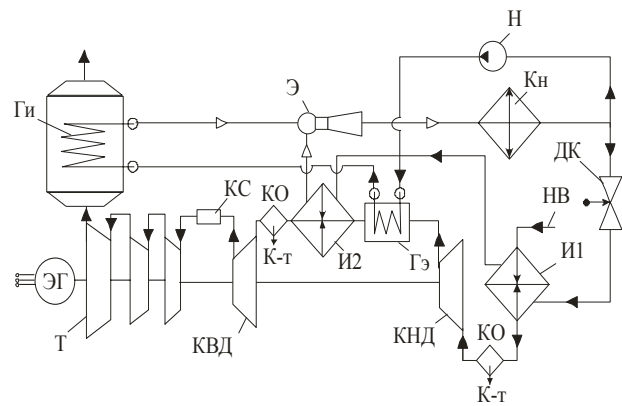


Рис. 4. Схема эжекторной теплоиспользующей установки охлаждения циклового воздуха (на входе в компрессор ГТД и промежуточного): $\Gamma_{и}$ и $\Gamma_э$ – испарительная и экономайзерная секции генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; И1 и И2 – испарители-воздухоохладители; КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор; КО – каплеотделитель; НВ – наружный воздух

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. 4.

Согласно [3, 4] снижение температуры наружного воздуха на входе компрессора ГТД на $\Delta t_b = 20 \dots 30$ °С обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на 2...4% при соответствующем повышении КПД.

Выводы

1. Применение эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов для кондиционирования циклового воздуха на входе компрессора судового ГТГ, обеспечивает снижение его температуры на 20...30 °С и сокращение удельного расхода топлива ГТГ на 2...4%.

2. Конденсат, отводимый в процессе охлаждения циклового воздуха ГТГ в испарителе теплоиспользующей холодильной установки, целесообразно использовать в качестве пресной воды.

3. Предложены схемные решения эжекторных теплоиспользующих установок кондиционирования циклового воздуха на входе судовых ГТГ.

Литература

1. Bortmany J.N. Assessment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.
2. Bhargava R., Meher-Homji C.B. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30560. – 15 p.
3. Nixdorf M., Prelipceanu A., Hein D. Thermo-economic analysis of inlet air conditioning methods of a cogeneration gas turbine plant // 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 // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2004. – Paper GT2004-53788. – 11 p.
5. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 135-139.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 26.05.2008

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