

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО¹, А. СТАХЕЛЬ², Н.И. РАДЧЕНКО¹¹Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина²Западно-Померанский технологический университет, Польша

ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В КОМПРЕССОРАХ ГТД С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ ОСУШЕНИЕМ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНОЙ

Проанализирована целесообразность применения эжекторных теплоиспользующих холодильных машин, утилизирующих теплоту уходящих газов газотурбинных двигателей для осушения наружного воздуха на входе компрессора. Определены значения снижения температуры воздуха и количества отводимой влаги. Предложена технология комбинированного применения предварительного поверхностного охлаждения воздуха с осушением теплоиспользующей холодильной машиной и испарительного охлаждения воздуха в процессе его сжатия в компрессоре.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, осушение воздуха, поверхностное охлаждение, испарительное охлаждение, теплоиспользующая холодильная машина.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Эффективность работы ГТД существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$: с повышением температуры $t_{\text{нв}}$ на 10 °С мощность ГТД снижается на 5...9% [1, 2]. Наиболее широкое применение в ГТД получило испарительное охлаждение с впрыском воды в воздушный поток на входе компрессора ГТД [1, 2]. В зависимости от количества впрыскиваемой воды возможны два варианта испарительного охлаждения воздуха: предварительное охлаждение с испарением всей впрыскиваемой воды до всасывания компрессором и внутреннее испарительное охлаждение, когда избыточная (сверх насыщения) влага испаряется в процессе повышения давления и соответственно температуры воздуха в компрессоре. При предварительном испарительном охлаждении перед компрессором снижение температуры воздуха в процессе его увлажнения до состояния насыщения ограничивается температурой по мокрому термометру и в большинстве климатических условий не превышает 10...15 °С. При внутреннем испарительном охлаждении воздуха процесс повышения давления и температуры воздуха при его сжатии в компрессоре приближается к изотермическому, следствием чего является уменьшение удельной работы сжатия и увеличение полезной работы ГТД.

Охлаждение воздуха в поверхностном теплообменнике в отличие от увлажнения при испарительном охлаждении обеспечивает не только большее снижение температуры наружного воздуха, но и

уменьшение его влагосодержания на входе компрессора, а значит и затрат мощности на сжатие влажного воздуха в компрессоре, которые сокращаются прямо пропорционально доле влаги, отведенной от наружного воздуха в процессе его охлаждения. При повышенной влажности наружного воздуха отведенная в процессе предварительного охлаждения влага может составлять заметную долю и использоваться для внутреннего испарительного охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре. Поскольку тепловой потенциал отработавших газов ГТД простой схемы достаточно высокий (около 500 °С), то для предварительного охлаждения воздуха целесообразно применять теплоиспользующую холодильную машину (ТХМ).

Цель работы – оценка целесообразности предварительного осушения воздуха теплоиспользующей холодильной машиной с последующим внутренним испарительным его охлаждением при сжатии в компрессоре.

Изложение результатов исследования

Проанализируем сначала потенциально возможное, исходя из располагаемой теплоты отработавших газов ГТД, снижение температуры воздуха $\Delta t_{\text{в}}$ в испарителе-воздухоохладителе (И-ВО) ТХМ и количество влаги, отводимой в процессе охлаждения с осушением. В качестве ТХМ рассмотрены конструктивно наиболее простые и надежные в эксплуатации эжекторные ТХМ (ЭТХМ).

Схема ЭТХМ для предварительного охлаждения воздуха перед компрессором ГТД приведена на

рис. 1. Применение в качестве рабочего тела в ЭТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) обеспечивает глубокую утилизацию теплоты уходящих газов и охлаждение наружного воздуха до низких температур без необходимости поддержания вакуума в И-ВО.

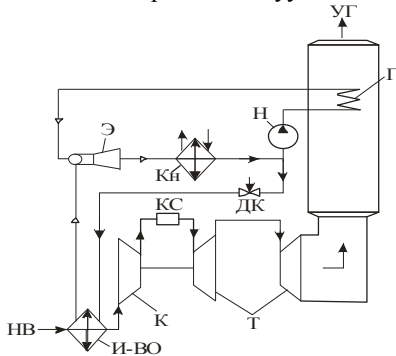


Рис. 1. Схема ЭТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения воздуха на входе компрессора ГТД:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Г – генератор пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор НРТ; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

ЭТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для сжатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Эффективность ЭТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наружного воздуха в испарителе И-ВО) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент ζ возрастает с повышением температур кипения в генераторе t_r и испарителе t_0 и снижением температуры конденсации t_k . Для экологически безопасных хладагентов R142B и R600 (н-бутан), обеспечивающих повышенные ζ , максимальная температура t_r , допускаемая исходя из их термической стойкости, около 120 °С.

Охлаждение влажного воздуха в поверхностных И-ВО сопровождается выпадением влаги в процессе конденсации находящегося в воздухе водяных паров и характеризуется коэффициентом влаговываждения ξ , который представляет собой отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха, к явной теплоте, определяемой разностью температур по сухому термометру: $\xi =$

$(I_{в1} - I_{в2}) / [c_{вл} \cdot (t_{в1} - t_{в2})]$, где $c_{вл}$ – теплоемкость влажного воздуха $c_{вл} = 1,01 + 1,89d$; d – влагосодержание, кг/кг; $t_{в1}$ и $t_{в2}$ – температуры воздуха на входе и выходе из охладителя по сухому термометру; $I_{в1}$ и $I_{в2}$ – удельные энтальпии воздуха на входе и выходе из охладителя, $I_v = c_{вл} \cdot t_v + 1,89d$, кДж/кг.

Исходя из располагаемой холодопроизводительности ЭТХМ $Q_0 = \zeta Q_r$, где Q_r – количество теплоты, отведенной в генераторе ЭТХМ от уходящих газов; ζ – тепловой коэффициент ЭТХМ, рассчитывают снижение температуры Δt_v воздуха в И-ВО с учетом коэффициента влаговываждения ξ : $\Delta t_v = Q_0 / (\xi c_{вл} G_v)$, где G_v – расход воздуха. Значение коэффициента влаговываждения ξ находят из построения процесса охлаждения воздуха в диаграмме d-I (влагосодержание-удельная энтальпия) влажного воздуха или аналитическим путем по уравнениям для расчета энтальпии воздуха на входе И-ВО $I_{в1}$ и энтальпии I_n насыщенного воздуха (относительная влажность $\phi = 100\%$) при температуре t_n наружной поверхности И-ВО (значение t_n принимают в зависимости от температуры кипения НРТ t_0), а также соответствующих влагосодержаний d_1 и d_n . При этом $Q_0 = G_v (I_{в1} - I_{в2})$.

Удельные (отнесенные к расходу G_v воздуха через ГТД) холодопроизводительность \bar{q}_0 и теплота, отведенная в генераторе ЭТХМ от уходящих газов (тепловая нагрузка на генератор) \bar{q}_r , снижение температуры Δt_v воздуха в И-ВО ЭТХМ при разных коэффициентах влаговываждения ξ и удельное (отнесенное к расходу воздуха G_v) количество влаги $\bar{g}_{вл}$, отведенной в процессе охлаждения, в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 5$ °С; конденсации $t_k = 35$ °С, уходящих газов перед ЭТХМ $t_{r1} = 500$ °С и после ЭТХМ $t_{r2} = 100$ °С приведены на рис. 2. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладагент R142B.

Как видно, при температуре кипения НРТ в генераторе $t_r = 120$ °С удельная холодопроизводительность \bar{q}_0 и, соответственно, снижение температуры воздуха в И-ВО, достигаемые исходя из располагаемой теплоты уходящих газов с температурой 500 °С, максимальные. При этом глубина охлаждения воздуха в И-ВО на входе ГТД весьма значительная: $\Delta t_v = 40 \dots 60$ °С при значениях коэффициента влаговываждения $\xi = 1,0 \dots 3,0$, а удельное, приходящееся на единицу расхода воздуха через ГТД ($G_v = 1$ кг/с), количество влаги, отведенной в процессе охлаждения, $\bar{g}_{вл} = 20 \dots 40$ г/с.

Для определения достижимых значений снижения температуры Δt_v воздуха и количества отведенной от него влаги Δd (исходя из располагаемой

удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0 = 120$ кДж/кг на рис. 2) при конкретных тепловлажностных условиях ($t_{в1}$ и φ) можно воспользоваться графиками зависимости изменения удельной энтальпии $\Delta I_{в} = \bar{q}_0$ и влагосодержания Δd влажного воздуха в процессе его охлаждения до состояния насыщения ($\varphi = 100\%$) и температуры на выходе охладителя $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ при разных значениях относительной влажности φ на входе охладителя, приведенными на рис. 3.

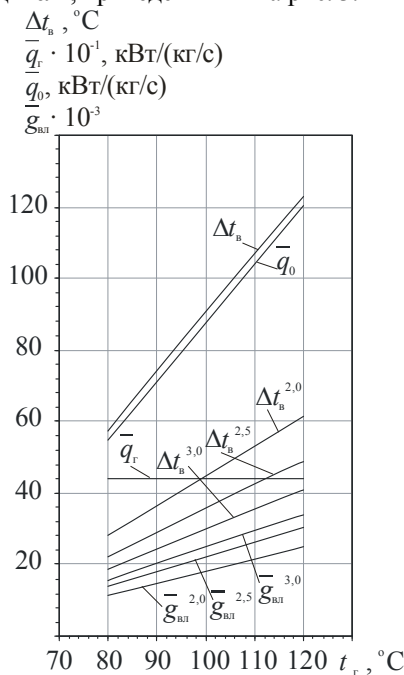


Рис. 2. Удельные холодопроизводительность \bar{q}_0 и тепловая нагрузка на генератор \bar{q}_r , снижение температуры $\Delta t_{в}$ воздуха в И-ВО и удельное количество влаги $\bar{g}_{вл}$, отведенной от воздуха, в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при разных коэффициентах влаговываждения ξ : $\Delta t_{в} \dots \Delta t_{в}^{3,0}$ и $\bar{g}_{вл} \dots \bar{g}_{вл}^{3,0}$ при $\xi = 1,0 \dots 3,0$

Как видно, при охлаждении наружного воздуха с относительной влажностью $\varphi = 50; 60$ и 70% на величину, например $\Delta t_{в} = 30^\circ\text{C}$ (температура наружного воздуха на входе И-ВО $t_{в1} = t_{в2} + \Delta t_{в} = 15 + 30 = 45^\circ\text{C}$), уменьшение влагосодержания $\Delta d \approx 20; 25$ и 35 г/кг соответственно ($\xi \approx 2,5; 3,0; 3,5$), т.е. количество отведенной влаги составляет примерно 2; 2,5 и 3,5 % от расхода воздуха $G_{в}$ через компрессор ГТД. Следовательно, на 2; 2,5 и 3,5% сокращаются затраты мощности на сжатие влажного воздуха в компрессоре. Обычно такую долю воды впрыскивают при испарительном охлаждении воздуха в ГТД.

При относительной влажности наружного воздуха $\varphi = 80\%$ и более располагаемой удельной холодопроизводительности $\Delta I_{в} = \bar{q}_0 = 120$ кДж/кг

(рис. 2) недостаточно для охлаждения воздуха на величину $\Delta t_{в} = 30^\circ\text{C}$ (согласно рис. 3), а при $\varphi \leq 40\%$ количество отведенной влаги менее 1 % от расхода воздуха $G_{в}$ через компрессор ГТД ($\Delta d \leq 10$ г/кг).

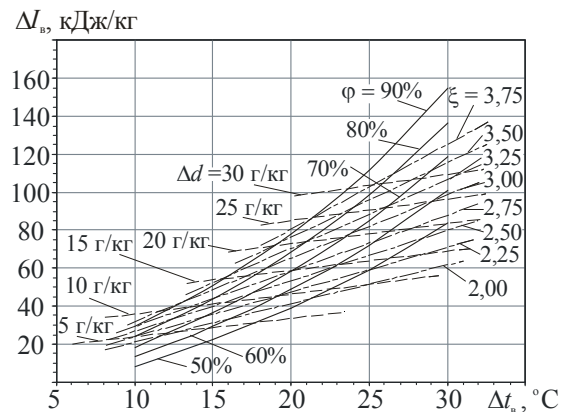


Рис. 3. Изменение удельной энтальпии $I_{в}$ и влагосодержания Δd влажного воздуха в зависимости от снижения температуры $\Delta t_{в}$ в процессе его охлаждения до состояния насыщения ($\varphi = 100\%$) и температуры на выходе охладителя $t_{в2} = 15^\circ\text{C}$ при разных значениях относительной влажности φ на входе охладителя

Таким образом, при повышенных влажности и температуре наружного воздуха его охлаждение с осушением в поверхностном И-ВО ЭТХМ обеспечивает предварительную тепловлажностную обработку воздуха, создавая условия для эффективного последующего применения испарительного внутреннего охлаждения воздуха при сжатии в компрессоре путем впрыскивания воды на всасывании.

Результаты сравнения приращения мощности ΔN_e ГТД за счет предварительного испарительного охлаждения воздуха – до состояния насыщения (без избытка впрыскиваемой воды $OS = 0$) и внутреннего (при сжатии в компрессоре) испарительного охлаждения воздуха при массовой доле впрыскиваемой воды 2 % ($OS = 2\%$) по данным [1, 2], предварительного поверхностного охлаждения воздуха в ЭТХМ на 25°C (от $t_{нв} = 40^\circ\text{C}$ до 15°C), а также совместного поверхностного охлаждения воздуха в ЭТХМ и испарительного его охлаждения (при сжатии в компрессоре) при впрыскивании воды на входе компрессора в количестве 1% ($OS = 1\%$) в зависимости от удельной, приходящейся на единичный расход топлива, мощности $N_{уд}$ двигателей, взятой при параметрах ISO, приведены на рис. 4. При этом холодопроизводительность Q_0 (количество теплоты, отведенной от наружного воздуха в ЭТХМ), снижение температуры воздуха $\Delta t_{в}$ в ЭТХМ и теплопотребление ЭТХМ Q_r (теплота, отводимая от уходящих газов ГТД), рассчитывались авторами по собственной методике, а оценка их влияния на показатели ГТД производилась с использованием характеристик ГТД, приведенным в [1, 2].

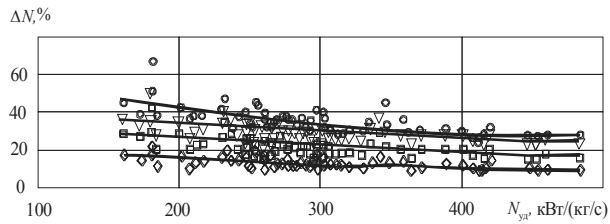


Рис. 4. Приращение мощности ΔN_e ГТД за счет испарительного предварительного и внутреннего охлаждения воздуха, предварительного охлаждения воздуха в ЭТХМ и их комбинации в зависимости от удельной мощности ГТД $N_{уд}$: \square – ЭТХМ на 25 °С; \diamond – OS = 0%; \circ – OS = 2% [1, 2]; \blacktriangledown – ЭТХМ и OS = 1% [1, 2]

Из рис. 4 видно, что применение ЭТХМ для предварительного охлаждения воздуха от $t_{ив} = 40$ °С до 15 °С обеспечивает повышение мощности ГТД на 20...30 %, а совместно с испарительным охлаждением воздуха в процессе его сжатия в компрессоре при массовой доле воды, впрыскиваемой в воздух на входе компрессора 1 % – на 30...40 %.

Выводы

1. Охлаждение воздуха на входе ГТД на 25...30 °С в ЭТХМ с использованием теплоты уходящих газов температурой 500 °С обеспечивает повышение

мощности ГТД на 20...30 %. За счет отведения влаги в процессе осушения воздуха затраты мощности на его сжатие в компрессоре сокращаются на 2...3,5 %.

2. Совместное охлаждение воздуха на входе ГТД в ЭТХМ и его испарительное охлаждение при сжатии в компрессоре обеспечивает повышение мощности ГТД на 30...40 %.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований МОН Украины в рамках гранта Президента Украины.

Литература

1. Bhargava R. Parametric analysis of existing gas turbines with inlet evaporative and overspray fogging / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – P. GT-2002-30560. – 15 p.
2. Parametric analysis of combined cycles equipped with inlet fogging / R. Bhargava, M. Bianchi, F. Melino, A. Peretto // *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002*. – Paper GT-2003-38187. – 12 p.

Поступила в редакцию 19.04.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Е. Лагунин, Одесская государственная академия холода, Одесса.

ВИПАРОВУВАЛЬНЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ В КОМПРЕСОРИ ГТД З ПОПЕРЕДНІМ ОСУШЕННЯМ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЮ ХОЛОДИЛЬНОЮ МАШИНОЮ

А.М. Радченко, А. Стахель, М.І. Радченко

Проаналізована доцільність застосування ежекторних тепловикористовуючих холодильних машин, що утилізують теплоту відхідних газів газотурбінних двигунів для осушення зовнішнього повітря на вході компресора. Визначені значення зниження температури повітря та кількості відведеної вологи. Запропонована технологія комбінованого застосування попереднього поверхневого охолодження повітря з осушенням тепловикористовуючою холодильною машиною та випаровувального охолодження повітря у процесі його стискування в компресорі.

Ключові слова: газотурбінний двигун, осушення повітря, поверхневе охолодження, випаровувальне охолодження, тепловикористовуюча холодильна машина.

EVAPORATIVE COOLING OF AIR IN COMPRESSORS OF GTE WITH PREVIOUS DRYING BY WASTE HEAT RECOVERY REFRIGERATION MACHINE

A.N. Radchenko, A. Stachel, N.I. Radchenko

The expediency of application of ejector waste heat recovery refrigeration machines, utilizing a heat of exhaust gases of gas turbine engines for drying of ambient air at the compressor inlet, have been analyzed. The values of air temperature drop and quantity of water extracted were estimated. The technology of combined surface precooling with drying of air by waste heat recovery refrigeration machine and evaporative cooling of air during its compressing in the compressor.

Key words: gas turbine engine, air drying, surface cooling, evaporative cooling, waste heat recovery refrigeration machine.

Радченко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, с.н.с., доцент кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.

Стахель Александр – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Западно-Померанский университет технологии, Польша, e-mail: andrad69@mail.ru.

Радченко Николай Иванович – д-р техн. наук, проф., проф. кафедры, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.