

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО, А.Н. САПАРМАМЕДОВ, С.В. ИВАНЕНКО*Национальный университет кораблестроения
им. адмирала Макарова, Николаев, Украина***ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЙ СУДОВОЙ КОНДИЦИОНЕР
НА БАЗЕ ГАЗОТУРБОГЕНЕРАТОРА**

Проанализирована эффективность применения эжекторной установки кондиционирования, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления газотурбогенератора, для предварительного охлаждения циклового воздуха судового газотурбогенератора и воздуха общесудовой системы кондиционирования. Показано, что применение такой установки обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на 20...30 °С и сокращение удельного расхода топлива газотурбогенератора на 2...3 %. Предложено схемное решение эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования циклового воздуха на входе судового газотурбогенератора и воздуха системы кондиционирования.

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

**Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

Эффективность судовых газотурбогенераторов (ГТГ), как и газотурбинных двигателей (ГТД) простой (нерегенеративной) схемы, весьма низкая, поскольку тепловые потери с уходящими газами составляют более 60% энергии первичного топлива. С повышением температуры наружного воздуха $t_{нв}$ на входе в компрессор ГТД эти потери возрастают. Так, по данным [1 – 3] каждые 10 °С увеличения температуры наружного воздуха приводят к возрастанию потерь с уходящими газами примерно на 2%, что обуславливает уменьшение КПД ГТГ на 1 – 2% и соответствующее увеличение удельного расхода топлива. Сокращение этих потерь путем перевода ГТД на сложные регенеративные схемы (в том числе и с впрыском энергетического пара в камеру сгорания) в судовых условиях оказывается не всегда возможным, и прежде всего для ГТГ. Использование же теплоты уходящих газов для производства пара в утилизационных пароводяных котлах ограничивается потребностью судна в тепловой энергии и к тому же не решает проблему повышения экономичности ГТД при повышенных температурах наружного воз-

духа, когда из-за возросших теплопритоков в судовые помещения увеличиваются тепловые нагрузки и на общесудовые системы комфортного кондиционирования воздуха. Очевидно, что решение этих проблем следует искать в направлении охлаждения воздуха в теплоиспользующих холодильных установках. Такие установки кондиционирования могли бы использовать теплоту уходящих газов ГТД и обеспечивать охлажденным воздухом сам ГТД и общесудовые системы кондиционирования (комфортного и технологического).

В работе [4] проанализирована эффективность поверхностного предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД с помощью парокompрессорной холодильной машины рассольного типа, потребляющей электроэнергию при внепиковых нагрузках на ГТГ для производства льда, накапливаемого в аккумуляторах. При пиковых нагрузках на ГТГ холодная вода, образующаяся в результате таяния льда, используется в качестве холодоносителя в поверхностном охладителе для охлаждения воздуха на входе ГТД до температуры 7 °С с повышением относительной влажности воздуха до 0,9. Теплота же уходящих газов ГТД утилизируется в

пароводяном котле с выработкой пара, который в свою очередь используется в абсорбционной холодильной машине (АХМ) системы комфортного кондиционирования.

Эффективность поверхностного охлаждения наружного воздуха на входе ГТД с помощью абсорбционной водоаммиачной холодильной машины проанализирована в работе [2]. Показано, что предварительное охлаждение наружного воздуха в электрогенерирующих ГТД LM2500+ и LM1600 фирмы "General Electric" с помощью АХМ от среднегодовой температуры 28...30 °С до 7 °С обеспечивает повышение электрической мощности на 20 и 14% соответственно (ГТД LM2500+ и LM1600), а для наиболее напряженных температурных условий 45 °С максимальное приращение мощности достигает 39 и 33%. При работе двигателя LM2500+ в летние месяцы (июнь–июль) приращение выработки электроэнергии составляет 30%, а зимние месяцы (декабрь и январь) – 11%. Расчеты показали, что затраты теплоты на работу АХМ при максимальной нагрузке ($t_{нв} = 45$ °С) не превышают 25% располагаемого теплоперепада по уходящим газам.

Поскольку повышение температуры наружного воздуха $t_{нв}$ приводит к возрастанию температуры уходящих газов и соответствующих потерь теплоты, то 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 и промежуточного его охлаждения между компрессорными ступенями (энергетическое кондиционирование) и в системах комфортного и технологического кондиционирования. Применение в ТХМ низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволяет работать при давлениях выше атмосферного и утилизировать низкопотенциальную теплоту.

Целью исследования является анализ целесообразности использования теплоты уходящих газов в

установках кондиционирования воздуха энергетического и общесудового назначения (комфортного и технологического кондиционирования).

Анализ результатов исследования

В качестве объекта исследования выбрана установка кондиционирования воздуха на базе эжекторной ТХМ (ЭТХМ), которая отличается конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации [5, 6]. Эжекторная теплоиспользующая установка кондиционирования воздуха (ЭТУКВ) производит холод, используя теплоту уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями ГТД (рис. 1). Она включает паросиловой и холодильный контуры. Паросиловой контур служит для получения в генераторе 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 общем случае генератор состоит из экономайзерной секции, в которой происходит нагрев жидкого хладагента от температуры конденсации t_k до температуры кипения t_r , и испарительной, в которой жидкий хладагент испаряется при t_r . 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.

Схема эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования для предварительного охлаждения в испарителе И1 циклового воздуха ГТД на входе компрессора низкого давления К1 и охлаждения в испарителе И2 воздуха, подаваемого в общесудовую систему кондиционирования (СКВ) приведена на рис. 1.

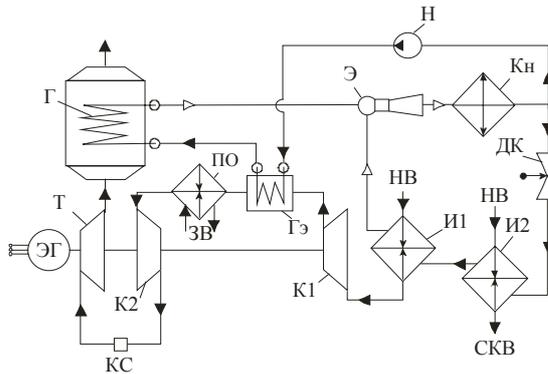


Рис. 1. Схема эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха ГТД:
 К1 и К2 – компрессоры; Т – турбина;
 КС – камера сгорания; ЭГ – электрогенератор;
 ПО – промежуточный охладитель воздуха;
 Г – генератор паров НРТ; Гэ – экономайзерная секция генератора; Э – эжектор; Кн – конденсатор;
 Н – насос; ДК – дроссельный клапан;
 И1 и И2 – испарители-воздухоохладители;
 НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода

Как будет показано ниже, теплосодержания уходящих газов ГТД и сжатого воздуха после компрессора низкого давления К1 достаточно, чтобы обеспечивать холодом собственно ГТД (кондиционирование циклового воздуха ГТД), а его избыток использовать в СКВ общесудового назначения (СКВ комфортного и технологического назначения). При этом генератор паров НРТ высокого давления (включая и основную его экономайзерную секцию) устанавливают на уходящих газах, а дополнительную экономайзерную секцию – на сжатом воздухе после компрессора низкого давления К1.

В качестве НРТ для ЭТУКВ целесообразно применять хладоны R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающие достижение приемлемых тепловых коэффициентов $\zeta = Q_0/Q_r$, представляющих собой отно-

шение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ГТД и воздуха общесудовой СКВ в испарителе) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ высокого давления от уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления.

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

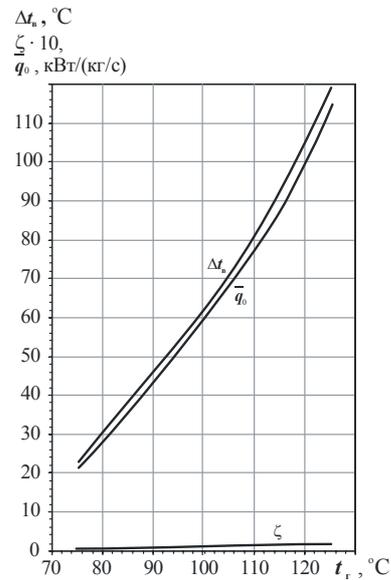


Рис. 2. Зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной теплоиспользующей установки, удельной теплоты, отведенной от воздуха в испарителе (холодопроизводительности) \bar{q}_0 , снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Значения удельной холодопроизводительности q_0 , т.е. теплоты, приходящейся на единичный расход уходящих газов, отведенной от воздуха в испарителе, снижения температуры Δt_b воздуха в испарителе и теплового коэффициента ЭТУКВ 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. 2. При этом 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].

Как видно, с повышением t_g от 80 до 120 $^\circ\text{C}$ снижение температуры Δt_b воздуха в испарителе ЭТУКВ возрастает с $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ до 100 $^\circ\text{C}$. 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, установленной на входе в компрессор низкого давления К1, то остающуюся ее часть можно реализовать путем охлаждения воздуха в испарителе И2 общесудовой СКВ.

Согласно [1, 2] снижение температуры наружного воздуха на входе компрессора ГТД на $\Delta t_b = 30^\circ\text{C}$ позволяет сократить удельный расход топлива на 2...3% с соответствующим повышением КПД.

Выводы

1. Применение эжекторной установки кондиционирования, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха после компрессора низкого давления ГТД, обеспечивает снижение температуры циклового воздуха на входе компрессора ГТД на 20...30 $^\circ\text{C}$ и сокращение удельного расхода топлива ГТД на 2...3%. Кроме того, избыточная холодопроизводительность может быть реализована путем охлаждения воздуха общесудовой системы кондиционирования.

2. Предложено схемное решение эжекторной теплоиспользующей установки кондиционирования воздуха энергетического и общесудового назначе-

ния с размещением дополнительной экономайзерной секции генератора пара НРТ высокого давления на линии сжатого воздуха после компрессора низкого давления ГТД.

Литература

1. 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.
2. 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.
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. Yokoyama R., Ito K. Effect of inlet air cooling by ice storage on unite sizing of a gas turbine cogeneration plant // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30484. – 8 p.
5. Радченко А.Н. Анализ эффективности теплоиспользующих хладоновых эжекторных систем охлаждения судовых электродвигателей // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 135-139.
6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

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