

УДК 621.577

Б.Д. БИЛЕКА¹, В.В. ГОРИН², Н.И. РАДЧЕНКО³, А.А.СИРОТА⁴¹*Институт технической теплофизики НАН Украины, Украина,*²*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина,*³*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина,*⁴*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина*

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ С ЭФФЕКТИВНЫМИ КОНДЕНСАТОРНЫМИ КОНТУРАМИ

Рассмотрены теплоиспользующие установки ГТУ на базе эжекторной холодильной машины. Показано, что значительные резервы повышения их эффективности связаны с интенсификацией теплопередачи в конденсаторах и испарителях низкокипящего рабочего тела. Предложены схемные решения, обеспечивающие сокращение температурных напоров в теплообменниках и повышение энергетической эффективности теплоиспользующих установок.

газопаротурбинная установка, теплоутилизационный контур, низкокипящее рабочее тело, конденсатор, неполный фазовый переход

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Полномасштабная утилизация вторичных энергоресурсов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) с целью выработки теплоты ограничена из-за удаленности компрессорных станций (КС) от населенных пунктов и промышленных объектов, т.е. от крупных потребителей тепловой энергии. Острый дефицит водных ресурсов вынуждает использовать в качестве охлаждающей среды наружный воздух, что также приводит к значительным энергетическим потерям, обусловленным повышенными температурными напорами в аппаратах воздушного охлаждения, в частности, компримированного газа. Из-за возрастания температуры компримированного газа снижается производительность КС.

С повышением температуры наружного воздуха существенно уменьшается и эффективность возврата конденсата в энергетический цикл газопаротурбинных установок (ГПТУ) типа "Водолей" (с впрыском пара в камеру сгорания ГТД) [1]. Сокращение срабатываемого в ГТД теплоперепада при высоких

температурах всасываемого компрессором воздуха и, как следствие, возрастание объемов теплоты, сбрасываемой в окружающую среду с уходящими газами, остро ставит вопрос трансформации теплоты в другой вид энергии или холод. Последний вариант позволяет компенсировать дефицит холода, вызванный повышением температуры наружного воздуха. Вопросам применения многоцелевых теплоиспользующих контуров, в частности, на базе эжекторных холодильных машин (ЭХМ) как наиболее надежных и простых в эксплуатации посвящен ряд публикаций [2 – 4]. Показано, что интенсификация теплообмена в испарителях обеспечивает заметный прирост теплового коэффициента ЭХМ. Однако резервы повышения эффективности тригенерационных контуров на базе ЭХМ (равно как и когенерационных установок с выработкой электроэнергии в теплоиспользующих турбогенераторах на низкокипящих рабочих телах), связанные с интенсификацией теплообмена в конденсаторах воздушного охлаждения, не анализировались, и варианты их реализации рассмотрены не были.

Целью исследования является оценка эффективности утилизации теплоты уходящих газов ГТУ КС в теплоиспользующих эжекторных холодильных машинах (ТЭХМ) с акцентом на интенсификации теплообмена в конденсаторах и, соответственно, сокращении энергетических потерь, обусловленных разностью температур в них.

Анализ эффективности ТЭХМ с двухступенчатыми конденсаторами

Благодаря относительно низкой температуре кипения ($5...10^{\circ}\text{C}$) ТЭХМ обеспечивают глубокое охлаждение компримированного газа, достижение которого невозможно с помощью наружного воздуха.

Поэтому весьма целесообразно применение ТЭХМ в качестве низкотемпературной ступени контуров воздушного охлаждения компримированного газа. ТЭХМ, использующая теплоту уходящих газов ГТУ для охлаждения компримированного газа (рис. 1), состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур включает генератор паров хладагента, установленный в газовыпускном тракте ГТУ, паровой эжектор, выполняющий одновременно функции детандера силового контура и компрессора холодильного, конденсатор и насос подачи жидкости в генератор. В холодильный контур кроме эжектора и конденсатора входят дроссельный клапан и испаритель.

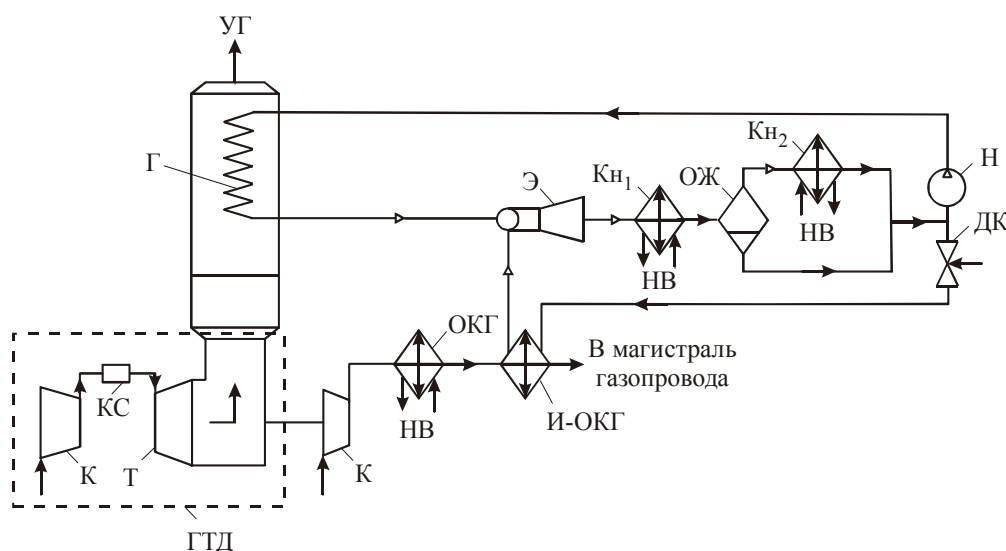


Рис. 1. Схема ГТУ с ТЭХМ для охлаждения компримированного газа:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ОКГ – охладитель компримированного газа воздушный; И-ОКГ – испаритель НРТ-охладитель компримированного газа; Г – генератор пара НРТ; Э – эжектор; Кн₁ и Кн₂ – конденсаторы НРТ первой и второй ступеней; ОЖ – отделитель жидкости; Н – насос НРТ; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Как видно из рис. 1, конденсатор выполнен в виде двух ступеней Кн₁ и Кн₂. Целесообразность применения двухступенчатой конденсации объясняется следующим. При конденсации в трубах по мере заполнения их проходного сечения конденсатом происходит ухудшение теплоотдачи, особенно существенное на конечной стадии фазового перехода (при паросодержаниях в диапазоне значений $x = 0...0,2$) [5] и вызывающее увеличение разности температур

между конденсирующимся паром и охлаждающей средой, а, следовательно, и энергетических потерь в рабочем цикле из-за внешней необратимости. С учетом этого процесс конденсации можно разбить на две зоны: неполной конденсации (с паросодержанием на выходе $x_2 \geq 0,2$) с высокими значениями коэффициентов теплоотдачи к конденсирующемуся НРТ α_a и теплопередачи k и зону окончания конденсации (с паросодержанием на входе $x_1 \leq 0,2$), кото-

рая характеризуется крайне низкими α_d и k . Очевидно, что работа конденсатора во второй зоне неэффективна и ее желательно исключить или свести к минимуму. Исключая концевые участки ($x = 0,2 \dots 0$), т.е. переходя на неполную конденсацию, можно существенно (на 20...40 %) повысить среднюю плотность теплового потока в конденсаторе и соответственно сократить температурные напоры в нем, т.е. уменьшить t_k . Решить эту задачу можно путем перехода на ступенчатую конденсацию. При этом в первой ступени конденсатора $Кн_1$ имеет место неполная конденсация всего количества хладагента (суммарным расходом G_0) с высокой интенсивностью теплопередачи, а во второй $Кн_2$ – конденсация несконденсировавшегося в первой ступени пара, расход которого составляет $x_2 G_0$. Для отделения пара от парожидкостной смеси после первой ступени предусмотрен сепаратор пара (отделитель жидкости ОЖ). Поскольку расход пара через вторую ступень примерно в 5 раз меньше, чем через первую, то соответственно и поверхность теплообмена второй ступени будет также намного меньше. Поэтому снижение интенсивности теплопередачи на концевом ее участке скажется на общем для двух ступеней конденсатора температурном напоре и энергетических потерях от внешней необратимости в цикле не столь заметно, как в случае одноступенчатого конденсатора.

Энергетическая эффективность ТЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом ζ – отношением холодопроизводительности Q_0 к количеству теплоты Q_r , подведенной к хладагенту в генераторе от уходящих газов: $\zeta = Q_0/Q_r$. Оценить влияние интенсификации теплообмена в конденсаторе с соответствующим сокращением разности температур между конденсирующимся хладагентом и охлаждающим воздухом можно по влиянию понижения температуры конденсации t_k при неизменных параметрах воздуха на тепловой коэффициент ζ . Зависимость ζ для R600 (*n*-бутана) от t_k при температуре кипения в

генераторе $t_r = 100^\circ\text{C}$ и разных температурах кипения в испарителе t_0 приведена на рис. 2.

Как видно из рис. 2, величина ζ в значительной степени зависит от t_k : каждый градус понижения t_k обеспечивает абсолютное приращение ζ на 0,02, или же в относительных величинах – на 5...10 % (большая величина соответствует высоким t_k).

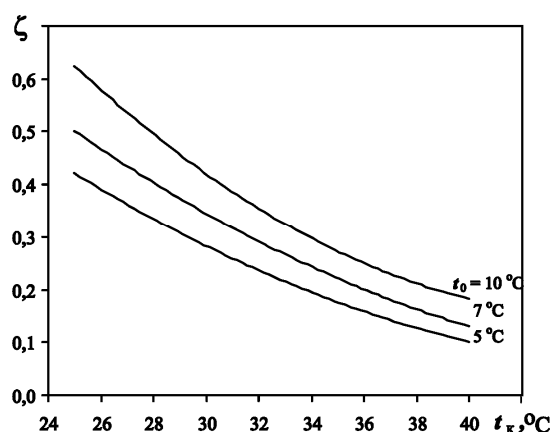


Рис. 2. Зависимость теплового коэффициента ζ от температуры конденсации t_k при температуре кипения в генераторе $t_r = 100^\circ\text{C}$ и разных температурах кипения t_0 в испарителе

Температура же конденсации t_k зависит от температурных напоров θ в конденсаторе, которые в свою очередь – от интенсивности теплопередачи.

Расчеты показывают, что двухступенчатая конденсация позволяет за счет интенсификации теплопередачи сократить температурные напоры в конденсаторе и, в конечном счете, уменьшить t_k на 2...3 $^\circ\text{C}$. Как видно из рис. 2, такое снижение t_k обеспечивает возрастание ζ примерно на 20 %.

Анализ эффективности применения ТЭХМ для охлаждения компримированного газа выполнен применительно к ГТУ мощностью 16 и МВт при параметрах работы ГПА: расходы уходящих газов 70 и 85 кг/с соответственно; их температура 430 и 310 $^\circ\text{C}$; расходы компримированного газа 270 и 310 кг/с. Расчеты показали, что в результате применения ТЭХМ температура компримированного газа в летнее время понижается (по сравнению с воздушным охлаждением) на 7...8 $^\circ\text{C}$ (меньшее значе-

ние соответствует ГТУ-25, а большее – ГТУ-16). С учетом того, что каждый градус снижения температуры компримированного газа дает 0,4 % увеличения пропускной способности газопровода, повышение его производительности без дополнительных энергетических затрат на перекачку газа составит 2...3 %.

Анализ эффективности применения ТЭХМ для ГПТУ типа "Водолей"

Решение проблемы утилизации теплоты уходящих газов ГПТУ традиционным способом сводится к установке дополнительного утилизационного котла (УК) после основного УК для выработки энерге-

тического пара, впрыскиваемого в камеру сгорания ГТД. Обычно пар от этого котла применяется для сезонных теплофикационных нужд. Повысить коэффициент использования утилизационного контура можно, задействуя его в межсезонье для выработки холода в ТЭХМ на НРТ (рис. 3). К тому же применение такого промежуточного пароводяного контура обеспечивает работу ТЭХМ на НРТ в области докритических и, что особенно важно, стабильных температур. Полученный холод можно применить для более глубокого (после воздушного охладителя) охлаждения воды, используемой в контактном конденсаторе, что обеспечивает сокращение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора примерно на 20... %.

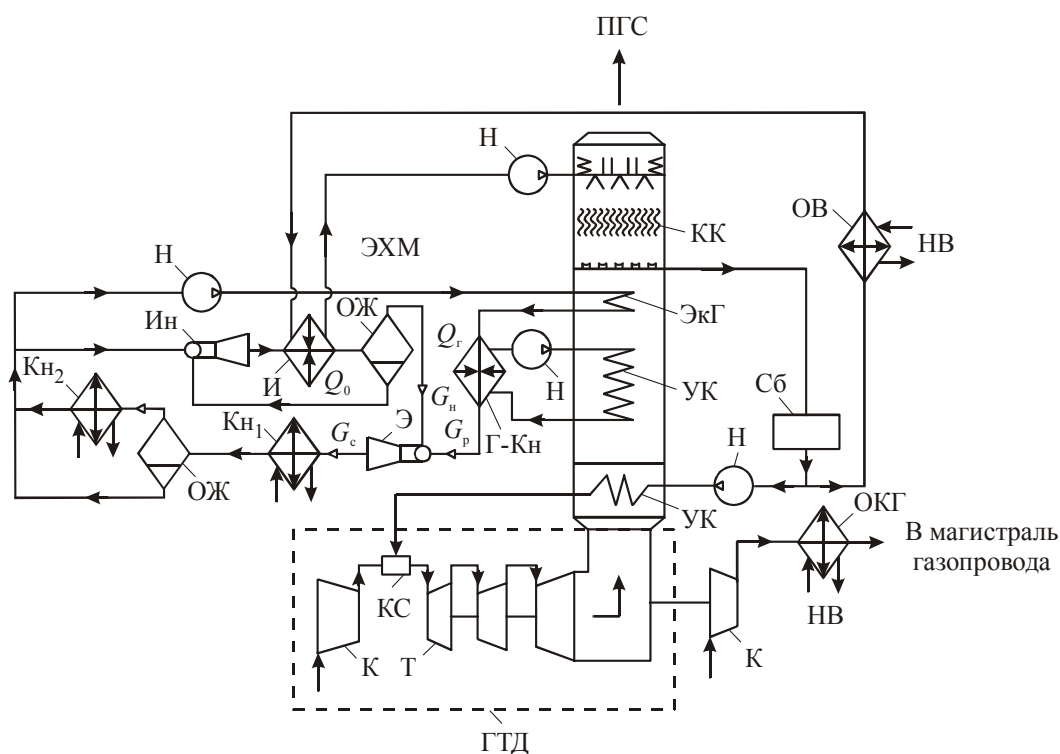


Рис. 3. Схема ГПТУ типа "Водолей" с ТЭХМ для охлаждения орошающей воды:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ОКГ – охладитель компримированного газа воздушный; УК – утилизационный котел; ЭкГ – экономайзер генератора пара; Г-Кн – генератор пара НРТ-конденсатор водяного пара; Э – паровой эжектор; Кн1 и Кн2 – конденсаторы НРТ первой и второй ступеней; Ин – жидкостной инжектор; И – испаритель НРТ; ОЖ – отделитель жидкости; Н – насос; КК – контактный конденсатор; Сб – сборник водяного конденсата; ОВ – охладитель воды воздушный; НВ – наружный воздух; ПГС – парогазовая смесь

В схеме на рис. 3 в испарителе НРТ применена рециркуляция жидкости инжектором, что обеспечи-

вает интенсификацию теплообмена, благодаря чему сокращается разность температур в испарителе ме-

жду охлаждаемой водой контактного конденсатора и кипящим НРТ, повышаются температура кипения t_0 на $3...5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и, как следствие, тепловой коэффициент ζ почти на 0,1 (рис. 2). При этом из отделителя жидкости эжектор отсасывает пар в состоянии насыщения (с нулевым перегревом: $\Delta t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$), что также повышает ζ по сравнению с перегревами пара на 10 и $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 2, б). Комбинация ТЭХМ с промежуточным пароводяным контуром (рис. 3) обеспечивает эффективный возврат конденсата в ГПТУ (или глубокое охлаждение компримированного газа в случае ГТУ простого цикла) в летнее время и выработку тепла в осенне-зимний период.

Высокая надежность, простота конструкции и низкие капитальные затраты делают применение ТЭХМ особенно целесообразным для ГПА, уже находящихся в эксплуатации. Однако в энергетическом отношении они значительно уступают турбокомпрес-

сорным холодильным машинам (ТКХМ), работающим по схеме Чистякова-Плотникова и имеющим примерно в два раза более высокие значения ζ [6]. Испаритель ТКХМ можно устанавливать непосредственно в газоходе (желательно после контактного конденсатора, как показано на рис. 4) или в контуре охлаждающей воды контактного конденсатора.

Очевидно, что наиболее универсальной является теплоиспользующая установка, позволяющая вырабатывать как холод (при высокой температуре наружного воздуха), так и электроэнергию (в остальное время года). В первом случае турбина ТКХМ используется для привода холодильного компрессора, а во втором случае – генератора электрического тока. Сейчас за рубежом эксплуатируется более 400 электрогенерирующих турбоустановок на изобутане, бутане, пропане и других натуральных хладагентах.

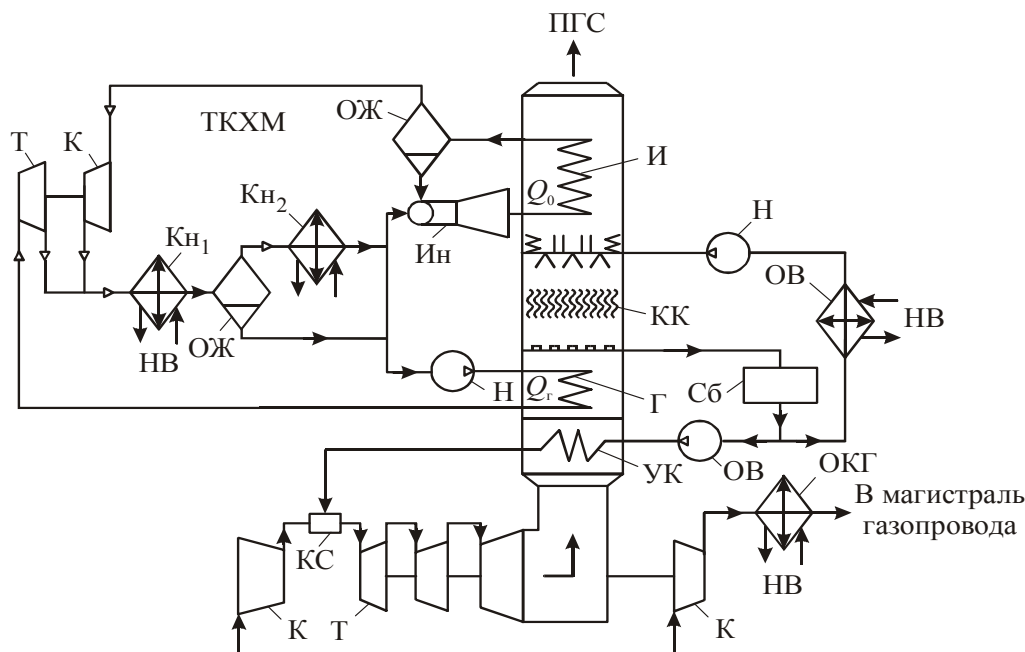


Рис. 4. Схема ГПТУ типа "Водолей" с ТКХМ для охлаждения орошающей воды:

К – компрессор; КС – камера сгорания; Т – турбина; ОКГ – охладитель компримированного газа воздушный; УК – утилизационный котел; Г – генератор пара НРТ; Кн1 и Кн2 – конденсаторы НРТ первой и второй ступеней; Ин – жидкостной инжектор; И – испаритель НРТ; ОЖ – отделитель жидкости; Н – насос; КК – контактный конденсатор; Сб – сборник водяного конденсата; ОВ – охладитель воды воздушный; НВ – наружный воздух; ПГС – парогазовая смесь

В приведенных вариантах испаритель используется для охлаждения компримированного газа (рис.

1), воды, орошающей контактный конденсатор (рис. 3), или ПГС с целью более полной высадки влаги

(рис. 4). Однако он может применяться также для понижения температуры циклового воздуха на входе или после компрессора низкой ступени, когда температура наружного воздуха слишком высокая, чтобы обеспечивать достаточно глубокое его охлаждение в воздушных аппаратах. Ориентировочные расчеты, выполненные для ГТУ-16 и -25, показывают возможность предварительного охлаждения циклового воздуха более чем на 20 °С при температурах наружного воздуха 30 °С и выше. Это в свою очередь обеспечивает эффективную работу ГПА в летний период.

Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

Использование теплоты уходящих газов ГТУ компрессорных станций для выработки холода в ТЭХМ обеспечивает понижение температуры компримированного газа на 6...8 °С и, соответственно, увеличение производительности газопровода на 2...3 % без дополнительных энергетических затрат на перекачку газа, охлаждение циклового воздуха ГТУ на 15...20 °С, уменьшение тепловой нагрузки на контур охлаждения контактного конденсатора ГПТУ типа "Водолей" на 20...23 %.

Предложены схемные решения ТЭХМ с двухступенчатой конденсацией и испарением НРТ, обеспечивающие за счет интенсификации теплообмена сокращение температурных напоров в аппаратах и повышение энергетической эффективности ТЭХМ.

Литература

1. Удосконалення термодинамічного циклу КГПТУ "Водолій" / В.І. Романов, В.М. Коломєєв, М.О. Дикий та ін.// Нафтова і газова промисловість. – 1999. – № 4. – С.40-42.
2. Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А. Высокоэффективные теплоутилизационные контуры на низкотемпературных рабочих телах для ГПТУ // Вестник двигателестроения. – 2004. – № 2. – С.8-12.
3. Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А. Многоцелевые теплоиспользующие контуры ГТУ газоперекачивающих станций // Перша міжнар. конф. "Когенерація в промисловості та комунальній енергетиці". Тези. – К., 2004. – С.165-167.
4. Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А. Особенности проектирования теплообменников на НРТ для теплоутилизующих контуров ГТУ // Промышленная теплотехника. – 2004. – № 5, т. 26. – С.27-31.
5. Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B. Forced convection condensation in tubes: a heat transfer correlation for condenser design // ASHRAE Transactions. – 1973. – Vol. 79. – P. 157-165.
6. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

Поступила в редакцию 6.06.2006

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