



УДК 662.611

Таймаров Михаил Александрович

Email: taimarovma@yandex.ru

доктор технических наук, профессор

Казанский государственный энергетический университет

Адрес организации: 420066, Россия, г. Казань, ул. Красносельская, д. 51

Лавирко Юрий Васильевич

кандидат технических наук, доцент

Email: lav.yu55@gmail.com

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Газоснабжение жилых и производственных объектов с применением энергосберегающих технологий

Аннотация.

Постановка задачи. Газоснабжение городов от магистральных газопроводов требует снижения давления магистрального газа до значения, пригодного для дальнейшей поставки промышленным и жилым объектам потребителей по газораспределительной сети. В существующих простых схемах, избыточная энергия давления магистрального газа расходуется на преодоление сопротивления дроссельных клапанов, что позволяет получать сниженное давление газа требуемых значений. В настоящее время на газораспределительных станциях для газоснабжения промышленных и жилых объектов начинают использоваться более сложные схемы, в которых давление магистрального газа снижается с 5,4 МПа на входе до 0,6 МПа на выходе за счет применения на линиях редуцирования турбодетандеров при проектных расходах газа до 180 тыс. м³/ч. Средние значения расхода газа пока составляют от 20 до 40 тыс. м³/ч. Магистральный природный газ поступает в турбодетандер по газопроводу высокого давления и затем за счет расширения происходит преобразование давления газа в механическую энергию вращения ротора, которая передается к присоединенному электрогенератору для выработки электроэнергии. Применяются турбодетандеры с односторонними полукрытыми радиально-осевыми рабочими колесами различного диаметра, с увеличением которого от 150 мм до 550 мм при редуцировании давления с 5,4 МПа на входе до 0,6 МПа на выходе коэффициент полезного действия снижается от 84% до 69% для постоянного расхода газа равного 20 тыс. м³/ч. При одноступенчатом исполнении турбодетандера выработка электроэнергии при расходе газа 20 тыс. м³/ч и диаметре колеса 350 мм равна 0,6 МВт. С ростом расхода газа увеличивается коэффициент полезного действия, который для расхода 40 тыс. м³/ч при диаметре колеса 350 мм равен 0,82. Количество вырабатываемой электроэнергии повышается за счет увеличения не только расхода, но и роста коэффициента полезного действия.

Результаты. В статье на основе проведенного исследования предложена технология использования вторичных тепловых энергоресурсов в виде сбросной воды для цели повышения температуры магистрального газа, направляемого в турбодетандер для расширения и повышения вследствие этого выработки электроэнергии. На основе проведенного исследования разработана схема, в которой турбодетандер состоит из двух роторных ступеней, одна из которых используется в парокompрессионном теплонасосном цикле для привода компрессора при утилизации теплоты сбросной воды, а другая роторная ступень используется непосредственно для привода во вращательное движение вала электрогенератора и выработки электроэнергии внешним потребителям. Поскольку движение магистрального газа между ступенями последовательное, то для повышения выработки электроэнергии применен нагрев магистрального газа перед каждой ступенью.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли состоит в том, что решена проблема энергосбережения и снижения стоимости природного газа путем разработки технологии и схемы повышения выработки электроэнергии при расширении магистрального газа в двухступенчатом турбодетандере за счет

использования низкопотенциального энергоресурса в виде теплоты сбросной воды из системы водоочистки с использованием пароконденсационных теплонасосных агрегатов, при помощи которых теплота сбросной воды к магистральному газу подводится перед каждой ступенью, а привод компрессоров осуществляется за счет механической энергии, получаемой от расширения магистрального газа на каждой из ступеней турбодетандера.

Ключевые слова: газ, снабжение, магистральный, давление, редуцирование, детандер, энергосберегающий.

Для цитирования: Таймаров М. А., Лавирко Ю. В. Газоснабжение жилых и производственных объектов с применением энергосберегающих технологий // Известия КГАСУ. 2021. № 3 (57). С. 50–60. DOI: 10.52409/20731523_2021_3_50.

1. Введение

Газораспределительные станции (ГРС) используются для снижения давления магистрального потока газа и его последующего распределения с целью дальнейшей поставки конечному потребителю по газораспределительной сети [1,2]. При такой, наиболее простой схеме, избыточная энергия магистрального потока газа расходуется на преодоление сопротивления дроссельных клапанов, что приводит к снижению давления газа до требуемой величины [3,4]. Схема такого типа используется и в ГРС, сооружаемых по типу БК-ГРС-II-80 [5,6]. Давление на данной станции снижается с 5,4 МПа на входе до 0,6 МПа на выходе на обеих линиях редуцирования. Проектный расход газа составляет 160 тыс. м³/час, средний показатель расхода порядка 21,76 тыс. м³/ч, максимальный расход на данный момент составил 35,88 тыс. м³/ч. [7,8]. Очевидно, что на этой станции избыточная энергия магистрального потока газа также расходуется на преодоление сопротивления узла редуцирования. На сегодняшний день уже существует достаточно простое, но в то же время эффективное и успешное доказать свою надежность решение проблемы извлечения избыточной энергии магистрального потока – введение в эксплуатацию ГРС турбодетандеров [9]. Наиболее рациональным вариантом для использования на ГРС при больших расходах газа являются турбодетандеры с односторонними, полуоткрытыми, радиально-осевыми рабочими колесами [10,11].

Перспективы применения магистрального газа для газоснабжения жилых и производственных объектов неизбежно связаны с необходимостью снижения цены на газ, которое в значительной мере может быть достигнуто за счет применения энергосберегающих технологий на стадии транспортировки газа. К числу таких технологий принадлежит использование турбодетандерного расширения магистрального газа, которое начинает внедряться вместо редуцирования газа на дроссельных клапанах [12,13]. При клапанном редуцировании энергия давления магистрального сжатого газа бесполезно расходуется на преодоление гидродинамического сопротивления клапанов, а при турбодетандерном расширении механическая энергия вращения ротора передается на вал электрогенератора с полезной для практического применения выработкой электроэнергии. Исследований по двухступенчатому турбодетандерному редуцированию давления магистрального газа с использованием низкопотенциальных энергоресурсов в виде теплоты сбросной воды для повышения выработки электроэнергии не проводилось. Поэтому тема исследования и разработки схемы двухступенчатой турбодетандерной технологии расширения магистрального газа с использованием низко потенциальной энергии в виде теплоты сбросной воды из систем водоочистки является перспективной и актуальной в области газоснабжения промышленных и жилых объектов для снижения стоимости топливных энергоресурсов.

Известные работы [14,15] посвящены изучению преимуществ различных типов исполнения колес роторов турбодетандеров, используемых для редуцирования давления магистрального газа с выработкой электроэнергии. Получено, что для больших расходов магистрального газа осевые турбодетандеры имеют преимущества вследствие более высокого коэффициента полезного действия. Рассмотрено влияние диаметра рабочих колес турбодетандеров на коэффициент полезного действия при различных расходах магистрального газа. Получено, что применение рабочего колеса с диаметром 150 мм

позволяет достигнуть величины коэффициента полезного действия равной 86 % при расходах магистрального газа 170 тыс. м³/ч. С увеличением диаметра рабочего колеса коэффициент полезного действия уменьшается и для диаметра 550 мм при расходах газа 170 тыс. м³/ч равен 83 %. Публикации [16,17] посвящены направлению использования турбодетандеров для сжижения магистрального газа с целью его дальнейшего применения при газоснабжении потребителей в удаленных и труднодоступных регионах. Имеются исследования [18,19], посвященные использованию турбодетандеров для снижения давления магистрального газа при подключении их параллельно узлу редуцирования с помощью дроссельных клапанов, которые показали, что в случае применения турбодетандерного редуцирования необходимо поддерживать температуру газа на выходе детандера не ниже 5 °С во избежание выпадения водного конденсата, тяжелых фракций пропана, бутана и их гидратов.

В опубликованных в литературе данных изучены зависимости коэффициента полезного действия от типа ротора одноступенчатого турбодетандера, диаметра ротора и расхода газа [20-22]. Исследований более сложных схем детандеров с использованием вторичных тепловых энергетических ресурсов не проводилось. Поэтому целью данной статьи являлись исследование и разработка схемы турбодетандерной технологии с применением низко потенциальной энергии в виде тепла сбросной воды из систем водоочистки.

Задачи, решаемые в статье:

1. Разработать технологию и схему двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с применением теплонасосного парокомпрессионного энергосберегающего цикла на основе использования теплоты сбросной воды.

2. Исследовать повышение возможностей использования энергосберегающих технологий в газоснабжении промышленных и жилых объектов от магистральных газопроводов высокого давления.

2. Материалы и методы

Объектом исследования является турбодетандерное редуцирование высокого давления магистрального газа при газоснабжении промышленных и хозяйственно-бытовых городских потребителей с применением энергосберегающих технологий на основе использования теплоты сбросной воды из систем водоотведения [23,24]. По сравнению с применяемыми для редуцирования давления магистрального газа одноступенчатыми турбодетандерами в исследуемой технологии используется двухступенчатый детандер с подогревом магистрального газа перед каждой ступенью за счет использования теплоты сбросной воды городских систем водоотведения с температурой от 7...15 °С. За счет использования теплоты сбросной воды происходит увеличение выработки электроэнергии и удешевление стоимости поставляемого магистрального природного газа.

В основу методики исследования положен анализ технических характеристик детандерных и парокомпрессионных теплонасосных установок, требования к редуцирующим давление магистрального газа устройствам, расходов магистрального газа на газоснабжение промышленных и жилых городских объектов, и объемов вторичных низкопотенциальных энергоресурсов в виде теплоты сбросной воды из систем водоотведения. При разработке схемы двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с использованием теплонасосных парокомпрессионных циклов и утилизации теплоты сбросной воды выполнялись расчеты энергетических балансов с применением программного обеспечения Mathcad. Применяемая методика исследования позволила разработать технологию и схему двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с применением теплонасосного парокомпрессионного энергосберегающего цикла на основе использования теплоты сбросной воды.

Последовательность выполнения методики исследования состоит в следующем:

1. По величине теплоты, отводимой от низко потенциального теплоносителя

рассчитываются мощность компрессора с детандерным приводом и мощность компрессора с электрическим приводом величины получаемого нагрева магистрального газа в нагревателе первой ступени и в нагревателе второй ступени.

2. По значению мощности необходимой для работы компрессора с детандерным приводом рассчитывается величина охлаждения магистрального газа в детандере первой ступени.

3. По значению температуры и давления магистрального газа после детандера первой ступени и количеству подведенной теплоты с хладагентом после компрессора с электрическим приводом рассчитывается температура и давление магистрального газа перед второй ступенью детандера.

4. По величине требуемого давления и температуры магистрального газа, подаваемого потребителям, и значению давления и температуры на входе в детандер второй ступени рассчитывается получаемая в нем механическая мощность, которая может быть преобразована в электроэнергию в практического использования.

3. Результаты

Результатами исследования являются разработанная схема (рис. 1) двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с применением нагрева магистрального газа перед каждой ступенью за счет теплоты охлаждаемой сбросной воды 11, а также анализ энергетических показателей и энергетического баланса этой схемы.

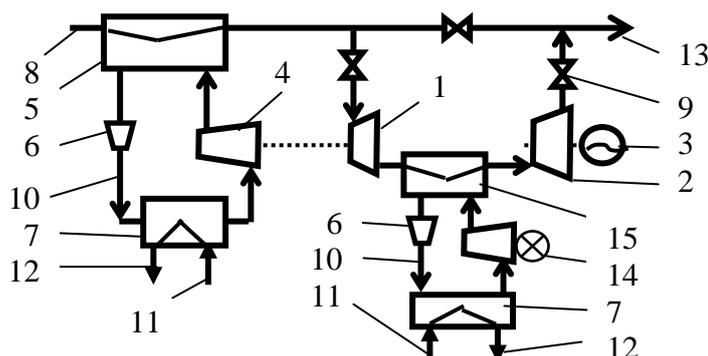


Рис. 1. Схема газоснабжения жилых и производственных объектов с применением энергосберегающих технологий при редуцировании давления магистрального газа: 1- первая ступень детандера для привода компрессора; 2- вторая ступень детандера для привода электрогенератора; 3-электрогенератор; 4- компрессор с детандерным приводом; 5-нагреватель газа для первой ступени; 6 –дроссели; 7-испарители; 8- газопровод высокого давления; 9- регулировочно-запорные задвижки; 10-хладагент; 11,12- вход и выход низко потенциального теплоносителя; 13 – газопровод низкого давления; 14-компрессор с электрическим приводом; 15-нагреватель газа для второй ступени; (иллюстрации авторов)

Технология использования низко потенциальной теплоты вторичных энергоресурсов функционально технически реализована с помощью применения двух ступеней турбодетандера, перед каждой из которых имеются парокompрессионные теплонасосные циклы с подводом к хладагенту в испарителях теплоты сбросной воды 11. Различие между циклами состоит в том, что компрессор первого цикла 4 получает механическую энергию от ротора детандера первой ступени, а компрессор второго цикла 14 имеет электропривод. По сравнению с редуцированием давления магистрального газа с применением одноступенчатого турбодетандера, двухступенчатый турбодетандер позволяет поддерживать температуру газа после редуцирования около 5 °С без дополнительных устройств нагрева, а также увеличить вырабатываемое количество электроэнергии. В реальных условиях эксплуатации использование турбодетандеров для

снижения давления магистрального газа происходит путем подключения их параллельно узлу редуцирования с помощью дроссельных клапанов, который является резервным. Назначение и взаимодействие элементов и узлов разработанной технологической схемы двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа следующее.

Первая ступень детандера 1 (см. рис. 1) служит получения механической энергии вращения ротора за счет расширения, нагретого в нагревателе 5 магистрального газа, которая используется для привода компрессора 4 в парокompрессионном цикле. С помощью второй ступени детандера 2 вырабатывается механическая энергии вращения ротора за счет расширения, нагретого в нагревателе 15 магистрального газа, которая используется для привода электрогенератора 3 при получении электроэнергии. Компрессор с детандерным приводом 4 служит для сжатия паров хладагента 10, отсасываемых из испарителя 7 и нагнетания их в нагретом виде в нагреватель магистрального газа 5.

Нагреватель магистрального газа 5 служит для нагрева магистрального газа перед подачей его в первую ступень детандера 1 за счет отвода теплоты от нагретых паров хладагента после сжатия их компрессором 4. Дроссели 6 служат для дозированной подачи жидкого хладагента 10 после его охлаждения в нагревателях 5 и 15. Испарители 7 предназначены для передачи теплоты от вторичного источника энергоресурсов в виде сбросной воды 11 из систем водоотведения нагреваемому хладагенту 10.

Регулировочно-запорные задвижки 9 служат для регулирования расхода, давления и температуры магистрального газа при различных объемах его потребления промышленными и жилыми объектами. Компрессор с электрическим приводом 14 предназначен для отсоса паров хладагента 10 из испарителя 7, их сжатия 10 и подачи в нагретом виде в нагреватель газа 15 второй ступени. Нагреватель 15 служит для подвода к магистральному газу теплоты, воспринятой хладагентом 10 в испарителе 7 от охлаждаемой сбросной воды 11. При этом к магистральному газу также подводится теплота, получаемая непосредственно в компрессоре 14 от политропного сжатия паров хладагента 10.

Разработанная технология снижения высокого давления магистрального газа (см. рис. 1) для газоснабжения жилых и производственных объектов за счет применения двухступенчатого турбинного детандера и использования вторичных тепловых энергоресурсов работает следующим образом.

Первоначальный ввод в эксплуатацию двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа происходит при закрытых задвижках 9 на первой и второй ступенях путем запуска компрессора 14 в режиме холостого хода с использованием байпаса, представляющего собой технологическую линию компрессора, соединяющую через промежуточную задвижку нагнетание компрессора с всасыванием (на рис. 1 байпас не показан). После запуска открываются компрессорные задвижки на нагнетании и всасывании, а промежуточная компрессорная задвижка закрывается (на рис. 1 компрессорные задвижки не показаны). Подается магистральный газ на первую ступень 1 и далее через нагреватель 15 во вторую ступень 2 при открытых задвижках на ступенях 9 и закрытой межступенчатой задвижке на газопроводе низкого давления 13.

После ввода в работу турбодетандерных ступеней 1 и 2 запускается компрессор 4 и обеспечивается функционирование второго теплонасосного цикла. Подается низкопотенциальный теплоноситель в виде теплой сбросной воды 11 в испарители 7 обеих теплонасосных циклов. В испарителях 7 происходит нагрев жидкого хладагента 10 с образованием его паров за счет теплоты, отводимой от сбросной воды 11. Пары хладагента сжимаются в компрессорах 4 и 14 и в нагретом виде подаются соответственно в нагреватели 5 и 15 для повышения температуры магистрального газа из газопровода 8. Из нагревателей, по сути являющихся в терминологии теплонасосных установок конденсаторами, сконденсировавшийся жидкий хладагент 10 поступает через дроссели 6 в испарители 7 и цикл повторяется. После нагревателя 5 в результате расширения магистрального газа на первой ступени 1 происходит снижение его температуры с получением механической энергии для привода компрессора 4.

Дальнейший вторичный нагрев магистрального газа в нагревателе 15 приводит к повышению его энтальпии, которая становится достаточной для расширения газа во второй ступени 2 с получением механической энергии необходимой для выработки электроэнергии генератором 3. Температура магистрального газа после второй ступени может регулироваться за счет нагрузки на электрогенератор 3 и за счет расходов газа и теплоносителя в виде сбросной воды 11. В качестве теплонасосного агрегата можно использовать НТ-2000 производства ЗАО «Энергия» с потребляемой мощностью электропривода компрессора 0,5 МВт и теплопроизводительностью 2 МВт работающий на хладагенте R12 при расходе сбросной воды 240 м³/ч с температурой 10 °С.

Разработанная схема и технология двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа, к которому подводится теплота сбросной воды за счет пароконденсационных теплонасосных циклов перед каждой ступенью позволяет регулировать температуру магистрального газа после редуцирования за второй ступенью в широких пределах за счет изменения электрической нагрузки и расхода вторичного низко потенциального теплоносителя.

4. Обсуждение

Одной из задач исследования являлась разработка схемы получения дополнительной выработки электроэнергии путем применения двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа и использования теплоты нагретой сбросной воды в теплонасосных циклах. Для разработанной схемы двухступенчатого редуцирования произведены расчеты энергетического баланса и определено количество получаемой электроэнергии за счет использования теплоты сбросной воды (таб.).

Таблица

Энергетического баланс двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с 5,5 МПа на входе до 0,6 МПа на выходе и расходе газа 40 тыс. м³/ч с использованием теплоты сбросной воды и выработкой электроэнергии

Приход	Значение, МВт	Расход	Значение, МВт
Вид энергоресурса		Вид энергоресурса	
Первая ступень детандера			
Тепловая энергия сбросной воды	1,9	Энергия на привод компрессора	0,5
Энергия расширения газа	1,4	Энергия газа после первой ступени	2,6
		Потери энергии	0,2
Всего получено первой ступенью	3,3	Всего израсходовано первой ступенью	3,3
Вторая ступень детандера			
Тепловая энергия сбросной воды	1,9	Электроэнергия внешним потребителям	1,7
Энергия расширения газа	1,3	Электроэнергия на привод компрессора	0,5
		Энергия газа после второй ступени	0,8
		Потери энергии	0,2
Всего получено второй ступенью	3,2	Всего израсходовано второй ступенью	3,2
Итого получено на две ступени	6,5	Итого израсходовано на две ступени	6,5

Как видно из таблицы, доля вторичных тепловых энергоресурсов в виде теплоты сбросной воды в общей мощности установки двухступенчатого редуцирования составляет по ступеням около 60 %. Доля вырабатываемой электроэнергии для отпуска внешним потребителям равна 26 %. Потери энергии связаны с наружным охлаждением теплоиспользующих агрегатов. При увеличении расхода магистрального газа количество вырабатываемой электроэнергии повышается также за счет конструктивного фактора – выбором рабочего колеса детандера, при увеличении диаметра, которого коэффициент полезного действия КПД возрастает (рис. 2).

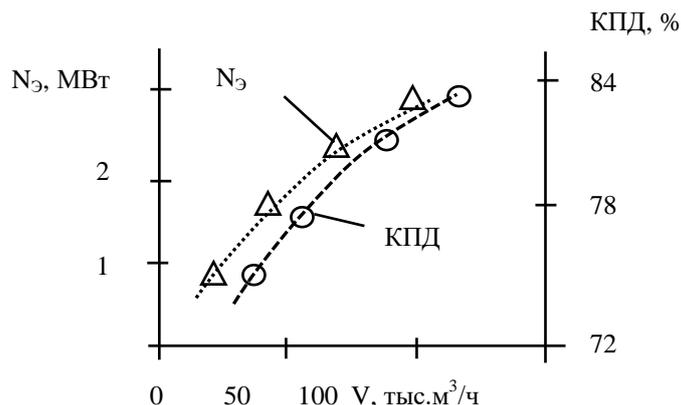


Рис. 2. Зависимость выработываемой электроэнергии $N_{э}$ и коэффициента полезного действия КПД от расхода редуцируемого магистрального газа V при снижении давления с 5,5 МПа до давления 0,6 МПа для двухступенчатого турбодетандера с диаметром осерадиального рабочего колеса 0,4 м и при подводе теплоты сбросной воды перед каждой ступенью. (иллюстрации авторов)

Из рис. 2 следует, что в двухступенчатых турбодетандерах применять рабочие колеса диаметром 0,4 м при малых расходах магистрального газа V до 40 тыс. м³/ч невыгодно вследствие сильного снижения КПД при этих расходах.

Зависимость потребляемой тепловой энергии сбросной воды $Q_{в}$ и единичной мощности для привода компрессоров $N_{к}$ с ростом расхода редуцируемого магистрального газа V для диаметра рабочего колеса ступени 0,4 м приведена на рис. 3.

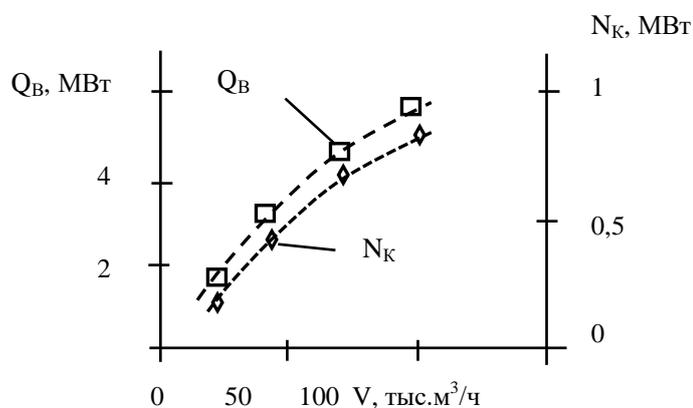


Рис. 3. Зависимость потребляемой тепловой энергии сбросной воды $Q_{в}$ для нагрева газа перед каждой ступенью и мощности на привод компрессора $N_{к}$ от расхода газа V при снижении давления с 5,5 МПа до давления 0,6 МПа для двухступенчатого турбодетандера с диаметром осерадиального рабочего колеса 0,4 м. (иллюстрации авторов)

Как видно из рис. 3, на привод компрессора расходуется мощность $N_{к}$ равная в среднем до 18 % от подводимой перед каждой ступенью тепловой энергии $Q_{в}$ сбросной воды. Однако использование больших расходов магистрального газа приводит к необходимости использовать парокompрессионные насосы повышенной мощности. При расходах магистрального газа около 100 тыс. м³/ч требуются парокompрессионные тепловые насосы НТ-3000 фирмы ЗАО «Энергия» с единичной мощностью для привода винтового компрессора 0,7 МВт. Перспективными для применения при больших расходах магистрального газа являются тепловые насосы корпорации Mammoth, Теплонасосные агрегаты НТ-8500 и НТ-11500, созданные в 1992 г. Казанским компрессорным заводом совместно с ВНИИхолодмаш, не нашли широкого распространения из-за высокой стоимости и требований к хладагенту.

Сравнительные результаты выработки электроэнергии при детандерном редуцировании магистрального газа для малых перепадов давления газа на входе и выходе приведены на рис. 4.

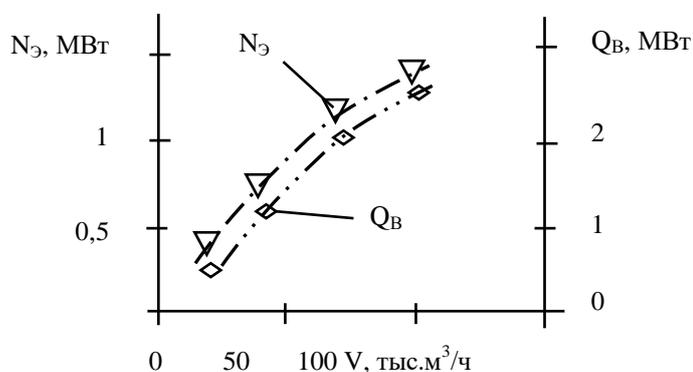


Рис. 4. Зависимость вырабатываемой электроэнергии $N_{э}$ и количества теплоты $Q_{в}$ подводимой со сбросной водой к каждой ступени от расхода редуцируемого магистрального газа V при снижении давления с 2,5 МПа до давления 0,6 МПа для двухступенчатого турбодетандера с диаметром осердиального рабочего колеса 0,4 м. (иллюстрация авторов)

Как видно из рис. 4, редуцирования давления магистрального газа с 2,5 МПа до давления 0,6 МПа при одних и тех же расходах снижает вырабатываемую электрическую мощность фактически в 2 раза по сравнению с давлением 5,5 МПа (см. рис. 2). Количество теплоты $Q_{в}$, которое может быть подведено для нагрева магистрального газа перед каждой ступенью детандера также снижается, что связано с ограничением отбора

5. Заключение

1. Возможности выработки дополнительной электроэнергии за счет увеличенного количества теплоты, подведенной со сбросной водой при двухступенчатом детандерном редуцировании давления магистрального газа ограничены не только его расходом, но и давлением газа на входе и потреблением мощности на привод компрессоров теплонасосных циклов.

2. При газоснабжении промышленных и жилых городских объектов разработанная схема и технология двухступенчатого турбодетандерного редуцирования давления магистрального газа с подводом теплоты сбросной воды перед ступенями может быть практически реализована на базе применения, выпускаемых промышленностью теплонасосных агрегатов. Это позволяет вырабатывать дополнительное количество электроэнергии для отпуска внешним потребителю и снижать затраты на транспортировку магистрального газа.

Список библиографических ссылок.

1. Alff R. Economics of Heavy Fuels in Gas Turbines//ASME Paper, 2019, №3.
2. Chase D. Combined Cycle development evolution and future//GE Power Systems, 2020, №4.
3. Jeffs E. Gas turbine engineer ahead of his time//Gas Turbine World, 2016, №5.
4. Барышева О. Б., Садыков Р. А., Батюшков Н. Ю. Оптимизация трассировки газораспределительной сети низкого давления // Современное строительство и архитектура. 2016, № 3, с. 25-28.

- 5 Uchida S. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // Refrigeration, Japan, 2016, v. 81, № 946, P. 618-621.
6. Xu Z. Y. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. // Int. J. of Refrigeration. 2016, v. 62, P. 114-136.
7. Воронов В. А. Повышение энергетических характеристик газораспределительной станции путем применения турбодетандера. //Международный научно-исследовательский журнал. 2017. №4. С.35-39. DOI:10.18454/IRJ.2227-6017/ № ФС 77 – 80772
8. Chelini R. First Compressors Delivered For Alliance Pipeline//Compressor Tech.2019. Vol. 10. P.28-39.
9. Wang R. Z. Experimental evaluation of a variable effect LiBr - water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system // Int. J. of Refrigeration. 2017, v. 69, P. 135-143.
- 10.Dingfeng K. Thermodynamic and experimental analysis of an absorption ammonia-water cooler// Energetika. 2018. Vol. 2. No. 4, November 26, 2018. DOI: 10.4236/epe.2018.24042.
- 11.Sung J. H. Novel absorption refrigeration system with a hollow fiber membrane-based generator // Int. J. of Refrigeration., 2018, v. 71, P. 418-432.
- 12.Ziegler F. Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber// Int. J. of Refrigeration. 2019, v. 74, P. 1749-1759.
- 13.Messine A. Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration.2020. 20(3). DOI: 10.1142/S20101325.2020.500101.
- 14.Hisajima D. Determination of Thermal Properties of Dilute LiBr-Water Solutions // Int. J. of Thermophysics. 2019, v. 18, № 2, P. 397-406.
- 15.Beckmann M. Classification of Waste-to-energy Plants in Terms of Energy Recovery//VGB PowerTech. 2017, №10, P. 76-81.
- 16.Truston A. Recovering energy in gas pressure reduction//Contr. and Instrum. 2019, №5, P. 23-30.
- 17.Fasold H. G. Koeffizienten fuer in der BRD vermarktete Erdgase//Gas-Erdgas.2019, №4, P. 212-219.
- 18.Modrei P. Bau und erste Betriebserfahrungen einer// Gas-Erdgas. 2018, № 5, P. 276-282.
- 19.Jinhyun K. Theoretical analysis of thermal performance in a plate type liquid heat exchanger //Applied Thermal Engineering. 2020, Vol. 108. P. 1020-1032. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1111 (2021) 012047 IOP Publishing DOI:10.1088/1757-899X/1111/1/012047.
- 20.Willmroth G. Betriebserfahrungen mit Erdgasexpansionsanlage//Gas-Erdgas. 2017, № 9, P. 534-543.
- 21.Zhao Y. Pipeline compressor station construction cost analysis// International Journal of Oil Gas and Coal Technology 8(1): 41. DOI:10.1504/IJOGCT.2019.064426
- 22.Martel U.Technische Beschreibung Gasexpansionsanlage // Gas-Erdgas. 2018, №11, P.601-609.
- 23.Chelini R. First Compressors Delivered For Alliance Pipeline//Compressor Tech.2019, №10, p. 28-39.
- 24.Calm J. The next generation of refrigerants//Int. J. of Refrigeration.2018, v.31, p. 1123-1133.

Taimarov M. A.

doctor of technical Sciences, Professor

Email: taimarovma@yandex.ru

Kazan State Power Engineering University

Address of the organization: 420066, Russia, Kazan, Krasnoselskaya str., 51

Lavirko Yu. V.

candidate of technical Sciences associate Professor

Email: lav.yu55@gmail.com

Kazan State University of Architecture and Engineering

Address of the organization: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya str., 1.

Gas supply to residential and industrial facilities using energy-saving technologies**Abstract.**

Problem statement. Gas supply to cities from main gas pipelines requires reducing the pressure of main gas to the value suitable for further supply to industrial and residential facilities of consumers through the gas distribution network. In existing simple schemes, the excess energy of the main gas pressure is spent on overcoming the resistance of the throttle valves, which makes it possible to obtain a reduced gas pressure of the required values. Currently, gas distribution stations for gas supply to industrial and residential facilities start using more complex schemes, in which the pressure of the main gas is reduced from 5.4 MPa at the inlet to 0.6 MPa at the outlet due to the use of turboexpanders on the reduction lines at design gas flow rates up to 180 thousand m^3 / h . The average gas consumption values are still from 20 to 40 thousand m^3 / h . The main natural gas enters the turboexpander through a high-pressure gas pipeline and then, due to expansion, the gas pressure is converted into mechanical energy of the rotor rotation, which is transferred to the connected electric generator to generate electricity. Turbine expanders with one-sided semi-open radial-axial impellers of various diameters are used, with an increase of which from 150 mm to 550 mm when the pressure is reduced from 5.4 MPa at the inlet to 0.6 MPa at the outlet, the efficiency decreases from 84% to 69% for constant gas consumption equal to 20 thousand m^3/h . With a single-stage turboexpander, power generation with a gas consumption of 20 thousand m^3 / h and a wheel diameter of 350 mm is 0.6 MW. With an increase in gas consumption, the efficiency increases, which for a flow rate of 40 thousand m^3 / h with a wheel diameter of 350 mm is 0.82. The amount of electricity generated increases due to the increase not only in consumption, but also in the increase in the efficiency.

Results. The article based on the study proposes a technology for the use of secondary thermal energy resources in the form of waste water for the purpose of increasing the temperature of the main gas sent to the turboexpander to expand and thereby increase the generation of electricity. On the basis of the study, a scheme has been developed in which a turboexpander consists of two rotary stages. One of which is used in a vapor compression heat pump cycle to drive a compressor during waste water heat recovery, and the other rotary stage is used directly to drive an electric generator shaft into rotary motion and generate electricity by external consumers. Since the movement of the main gas between the stages is sequential, in order to increase the generation of electricity, heating of the main gas is applied before each stage.

Conclusions. The article solves the problem of energy saving and reducing the cost of natural gas by developing a technology and a scheme for increasing electricity generation when expanding the main gas in a two-stage turboexpander by using a low-potential energy resource in the form of heat waste water from a water treatment system using steam-compression heat pump units, with the help of which the heat of waste water the main gas is supplied before each stage, and the compressors are driven by mechanical energy obtained from the expansion of the main gas at each stage of the turboexpander.

Key words: gas, supply, main gas, pressure, reduction, expander, energy saving.

For citation: Taimarov M. A., Lavirko Yu. V. Gas supply to residential and industrial facilities using energy-saving technologies. *Izvestiya KGASU*. 2021. No. 3 (57). P. 50–60. DOI: 10.52409/20731523_2021_3_50.

References

1. Alff R. Economics of Heavy Fuels in Gas Turbines // ASME Paper, 2019, No. 3.
2. Chase D. Combined Cycle development evolution and future // GE Power Systems, 2020, no.
3. Jeffs E. Gas turbine engineer ahead of his time // Gas Turbine World, 2016, No. 5.
4. Barysheva O. B., Sadykov R. A., Batyushkov N. Yu. Optimization of tracing of low pressure gas distribution network // Modern construction and architecture. 2016, No. 3, P. 25-28.
5. Uchida S. Low temperature absorption refrigeration machine with water-LiBr mixed refrigerant // Refrigeration, Japan, . 2016, v. 81, No. 946, P. 618-621.
6. Xu Z. Y. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. // Int. J. of Refrigeration. 2016, v. 62, P. 114-136.
7. Voronov V. A. Improving the energy characteristics of a gas distribution station by using a turbo expander. // International Scientific Research Journal. 2017. No. 4. P. 35-39. DOI:10.18454/IRJ. 2227-6017/ FS No. 77-80772
8. Chelini R. First Compressors Delivered For Alliance Pipeline // Compressor Tech. 2019. Vol. 10. P.28-39.
9. Wang R. Z. Experimental evaluation of a variable effect LiBr - water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system // Int. J. of Refrigeration. 2017, v. 69, P. 135-143.
10. Dingfeng K. Thermodynamic and experimental analysis of an absorption ammonia-water cooler // Energetika. 2018. Vol. 2. No. 4, November 26, 2018. DOI: 10.4236/epe.2018.24042.
11. Sung J. H. Novel absorption refrigeration system with a hollow fiber membrane-based generator // Int. J. of Refrigeration., 2018, v. 71, P. 418-432.
12. Ziegler F. Experimental performances of a LiBr-water absorption facility equipped with adiabatic absorber // Int. J. of Refrigeration. 2019, v. 74, P. 1749-1759.
13. Messine A. Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants // International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration. 2020. 20(3). DOI: 10.1142/S20101325.2020.500101.
14. Hisajima D. Determination of Thermal Properties of Dilute LiBr-Water Solutions // Int. J. of Thermophysics. 2019, v. 18, No. 2, P. 397-406.
15. Beckmann M. Classification of Waste-to-energy Plants in Terms of Energy Recovery // VGB PowerTech. 2017, no. 10, P. 76-81.
16. Truston A. Recovering energy in gas pressure reduction // Contr. and Instrum. 2019, No. 5, P.23-30.
17. Fasold H. G. Koeffizienten fuer in der BRD vermarktete Erdgase // Gas-Erdgas. 2019, No. 4, P.212-219.
18. Modrei R. Bau und erste Betriebserfahrungen einer // Gas-Erdgas. 2018, No. 5, P.276-282.
19. Jinhyun K. Theoretical analysis of thermal performance in a plate type liquid heat exchanger // Applied Thermal Engineering. 2020, Vol. 108. P. 1020-1032. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 1111 (2021) 012047 IOP Publishing DOI:10.1088/1757-899X/1111/1/012047.
20. Willmroth G. Betriebserfahrungen mit Erdgasexpansionsanlage // Gas-Erdgas. 2017, No. 9, P.534-543.
21. Zhao Y. Pipeline compressor station construction cost analysis // International Journal of Oil Gas and Coal Technology 8(1): 41. DOI:10.1504/IJOGCT.2019.064426
22. Martel U. Technische Beschreibung Gasexpansionsanlage // Gas-Erdgas. 2018, No. 11, P.601-609.
23. Chelini R. First Compressors Delivered For Alliance Pipeline // Compressor Tech. 2019, No. 10, P.28-39.

24.Calm J. The next generation of refrigerants // Int. J. of Refrigeration. 2018, v. 31, pages 1123-1133.