

УДК 621.692.3

А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, А. В. СЕНЕЦКИЙ, Н. В. ПАЩЕНКО**МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ ОСЕВОЙ УТИЛИЗАЦИОННЫЙ ТУРБОДЕТАНДЕР ДЛЯ РАБОТЫ С ПОТРЕБИТЕЛЯМИ ГАЗА РАЗНЫХ ДАВЛЕНИЙ**

Розглянуто варіант реалізації утилізаційної турбодетандерної установки (УТДУ) на газорозподільній станції (ГРС) з споживачами природного газу різного тиску. Проаналізовано кілька ГРС та газорозподільних пунктів (ГРП) для визначення параметрів природного газу. Проведено розрахункові дослідження для вибору УТДУ з відборами і запропоновано 10-ступінчасту конструкцію турбодетандера осевого типу потужністю 2600 кВт. Виконані розрахунки проточної частини турбодетандера (ТД) в одновимірній постановці і проведено дослідження ефективності роботи проточної частини турбодетандера на змінних режимах експлуатації з використанням сучасного програмного комплексу для тривимірних газодинамічних розрахунків IPMFlow. Показано, що адиабатний ККД проточної частини турбодетандера в середньому за режимами становить 81 % при зміні потужності від 35 % до 100 %.

Ключові слова: утилізаційна турбодетандерна установка, турбодетандер, газорозподільна станція, газорозподільний пункт, проточна частина, ступінь турбіни, відсік, відбір по тиску природного газу, газодинамічний розрахунок, змінний режим.

Рассмотрен вариант реализации утилизационной турбодетандерной установки (УТДУ) на газораспределительной станции (ГРС) с потребителями природного газа различного давления. Проанализированы несколько ГРС и газораспределительных пунктов (ГРП) для определения параметров природного газа. Проведены расчетные исследования для выбора УТДУ с отборами и предложена 10-ступенчатая конструкция турбодетандера осевого типа мощностью 2600 кВт. Выполнены расчеты проточной части турбодетандера (ТД) в одномерной постановке и проведено исследование эффективности работы проточной части турбодетандера на переменных режимах эксплуатации с использованием современного программного комплекса для трехмерных газодинамических расчетов IPMFlow. Показано, что адиабатический КПД проточной части турбодетандера в среднем по режимам составляет 81 % при изменении мощности от 35 % до 100 %.

Ключевые слова: утилизационная турбодетандерная установка, турбодетандер, газораспределительная станция, газораспределительный пункт, проточная часть, ступень турбины, отсек, отбор по давлению природного газа, газодинамический расчет, переменный режим.

The variant of implementation of the energy recovery turboexpander unit at gas distribution stations to consumers of natural gas with different pressure is considered. Several distribution stations with various parameters of natural gas (flow, pressure) are reviewed. The calculations for design of the energy recovery turboexpanders with intermediate gas extraction from the flow path are made. Axial type of turboexpander is proposed with the flow part which consists of ten stages. Each stage contains a nozzle and impeller. The design of the turboexpander is proposed to use two gas extraction from the flow path. Camera data are required to maximize the potential energy of the gas flow. The capacity of this unit will be 2600 kW. The calculations of the flow of the turboexpander in the one-dimensional calculation are made. The result of this calculation, the obtained geometric characteristics of the profiles of nozzle and rotor blades are shown. Further studies have been conducted of the effectiveness of the work flow of the turboexpander at variable operating conditions. Studies carried out with the usage of modern software for three-dimensional gas dynamic calculations IPMFlow. The calculations showed that the adiabatic efficiency of the flow part of the turboexpander is 81 % with the power changing from 35 % to 100 %.

Keywords: energy recovery turboexpander unit, turboexpander, gas distribution station, flow path, stage, compartment, extraction, gas dynamic calculation, variable mode.

Введення. На газораспределительных объектах газотранспортной системы Украины для поставки газа к потребителям производится понижение с входного давления 7,5–4,0 МПа (абс.) для ГРС и 1,3 МПа (абс.) для ГРП до давления в распределительной сети путем расширения газа в дросселирующих устройствах. Расширение происходит без получения полезной работы, такой процесс называется эффектом Джоуля-Томсона, в котором теряется большое количество потенциальной энергии сжатого на компрессорных станциях газа. На ГРС Украины энергетический потенциал при реализации УТДУ превышает 300 МВт, на ГРП – 3000 МВт (к сведению, установленная мощность компрессоров на компрессорных станциях Украины превышает 5400 МВт). Годовое количество вырабатываемой электрической энергии с помощью УТДУ, установленных только на ГРС, может превышать $2,6 \cdot 10^9$ кВт·ч [1–3].

Чаще всего на ГРС давление газа на выходе постоянное на протяжении года, на ГРП давление на выходе изменяется и зависит от потребления. Еще одной отличительной особенностью является то, что на ГРС в основном только один выходной поток, а на

ГРП имеются несколько выходных потоков с разным давлением. Разное выходное давление обосновано разными потребителями природного газа. Например, может быть три выходных потока с давлением газа 0,7 МПа, 0,4 МПа и 0,105 МПа (абс.) [4, 5].

Обычная утилизационная турбодетандерная установка не может выдавать три значения давления на выходе. Таким образом, для использования полного потенциала сжатого газа необходимо разработать новый подход к решению этой задачи. При этом необходимо учитывать особенности работы технологических схем ГРС и ГРП (глубоко переменные режимы в зависимости от нужд потребителей).

Постановка задачи. Исходя из условий работы ГРП с потребителями природного газа разного давления, необходимо максимально эффективно использовать энергетический потенциал расширения природного газа в утилизационных турбодетандерных установках. Существует несколько вариантов реализации УТДУ на газораспределительных пунктах с потребителями природного газа разного давления [3, 6]:

– расширение газа в турбодетандере до

наибольшего значения давления, до остальных величин происходит ступенчатое расширение в дросселирующих устройствах;

- использование нескольких турбодетандеров на разное входное и конечное давление газа;
- реализация многоступенчатого турбодетандерного агрегата с промежуточными отборами газа необходимых параметров.

Первый подход является наиболее известным и часто используемым, однако при этом теряется большое количество энергетического потенциала сжатого газа. Второй подход редко используют из-за большой стоимости и большого срока окупаемости, но третий, по нашему мнению, рассмотрен недостаточно и нигде не использовался.

В работе именно это направление является предметом исследования. Данная задача включает в себя следующее:

- анализ работы ГРП;
- выбор конструкции турбодетандера;
- расчет проточной части турбодетандера;
- исследование турбодетандера на режимах отличных от расчетного.

Методика проведения расчетных исследований. Задача решается в два этапа. На первом выполняется расчет проточной части турбодетандера в одномерной постановке, на втором – численные исследования пространственного течения рабочего тела. Для этого используется разработанный в ИПМаш НАН Украины программный комплекс *IPMFlow*, который является развитием программы *FlowER* и *FlowER-U* [7, 8]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании усредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной ENO-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности SST Ментера.

Результаты расчетов, полученные с использованием программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных

турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [9, 10].

Способ решения задачи энергосбережения. Для решения поставленной задачи предлагается применить многоступенчатый турбодетандер осевого типа с двумя отборами для обеспечения максимального использования газового потенциала. Принципиальная схема приведена на рис. 1 [11].

На типовой ГРП имеется три группы потребителей газа разного давления [3, 5, 11]:

- I нитка – 0,7 МПа (абс.);
- II нитка – 0,4 МПа (абс.);
- III нитка – 0,105 МПа (абс.).

Обеспечение необходимых давлений происходит с помощью дросселирующих устройств.

В случае применения на ГРП многоступенчатого турбодетандера требуемое значение давления обеспечивается путем частичного расширения в группе ступеней (отсек) и часть газа с необходимыми параметрами отбирается.

Выполненный анализ работы нескольких ГРП позволил провести оценку количества отбираемого газа от общего расхода газа. Получены такие значения: для магистрали высокого давления II кат. 10–15 %, для магистрали среднего давления 25–30 % и оставшаяся часть 65–55 % направляется в магистраль низкого давления. Эти значения приблизительные и для каждой газораспределительной станции и пункта необходимо проводить количественную оценку.

Расширение газа в турбодетандере (ТД) приводит к существенному снижению его температуры. Для недопущения подачи потребителю природного газа с минусовой температурой перед турбодетандером устанавливается подогреватель.

По расходу природного газа через ГРП и физическим параметрам можно определить мощность турбодетандера как

$$N_{\text{ТД}} = \sum G \cdot (H_{\text{ад}}) \cdot \eta, \quad (1)$$

где $N_{\text{ТД}}$ – мощность на валу турбодетандера, кВт; i – номер отсека; G – массовый расход газа, кг/с; $H_{\text{ад}} = f(P_1, t_1, P_2)$ – адиабатный тепловой перепад, кДж/кг; η – коэффициент полезного действия; P_1, t_1 – давление и температура на входе в отсек, МПа и °С; P_2 – давление на выходе из отсека, МПа.

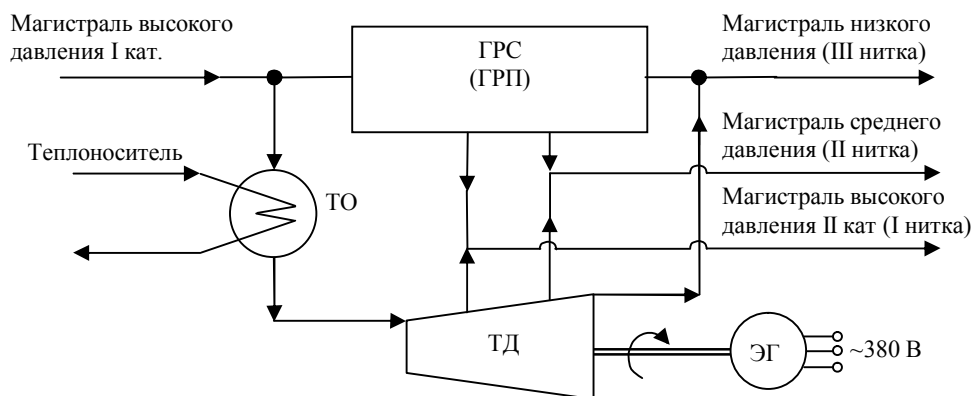


Рис. 1 – Схема ГРП (ГРП) с многоступенчатым турбодетандером с промежуточными отборами:
ГРП – газораспределительная станция; ТО – теплообменный аппарат;
ТД – турбодетандерный агрегат; ЭГ – электрогенератор

Пример решения поставленной задачи. Исходные данные для проведения расчетных исследований рассматриваемой ГРП с тремя потребителями разных давлений представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета проточной части турбодетандера с учетом отборов

Наименование	Величина		
	1-я группа ступеней	2-я группа ступеней	3-я группа ступеней
Расход газа, кг/с	10	9,01	6,3
Давление газа на входе, МПа (абс.)	1,3	0,7	0,4
Давление газа на выходе, МПа (абс.)	0,7	0,4	0,105
Температура газа на входе, °С	140	100	66

Как уже упоминалось, на первом этапе с целью получения основных геометрических характеристик (количество ступеней в отсеке, средний диаметр лопаток и др.) проточной части выполнен газодинамический расчет в одномерной постановке. При этом использовались следующие условия:

- 1) минимальное количество ступеней;

Таблица 2 – Граничные условия для проведения трехмерного расчета проточной части

Наименование	1-й отсек	2-й отсек	3-й отсек
Показатель адиабаты	1,26	1,28	1,3
Газовая постоянная, Дж/(кг·К)	490,6	491,3	492,1

Наименование	1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
	Номер ступени			Номер ступени			Номер ступени			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход газа	млн м ³ /сут*			1,234			1,11			
	кг/с			10			9,0			
Давление на входе, МПа (абс.)	1,3	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4	0,286	0,205	0,147
Температура на входе, °С	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,9	26	6,3
Давление на выходе, МПа (абс.)	1,06	0,86	0,7	0,58	0,48	0,4	0,286	0,205	0,147	0,105
Средний диаметр СА, м	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Средний диаметр РК, м	0,8	0,8	0,8	0,85	0,85	0,85	0,9	0,9	0,9	0,9
Длина лопатки СА, мм	12,5	14,5	16	20	21,9	24,4	15,5	20	25,5	33
Длина лопатки РК, мм	13	15	17,5	20,6	23,6	26,8	17,5	22,5	28,5	37

* значение расхода приведено к условиям ($P = 0,101325$ МПа, $T = 20$ °С)

Результаты газодинамического расчета. Для оценки газодинамического совершенства полученной проточной части выполнены расчетные исследования каждой группы ступеней на переменных режимах эксплуатации с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Начальными условиями для этих исследований являлись характеристики, полученные из одномерного расчета (табл. 3).

Результаты расчетов для базового варианта

Таблица 4 – Основные характеристики турбодетандера осевого типа с отборами газа

Наименование	1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход рабочего тела, кг/с	10,0	10,0	10,0	9,46	9,46	9,46	6,56	6,56	6,56	6,56
Температура на входе, °С	140	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3
Температура на выходе, °С	126,7	113,3	100	87,5	75,1	66	45,6	26	6,3	0
Давление на входе, МПа (абс.)	1,30	1,05	0,856	0,696	0,589	0,485	0,395	0,286	0,206	0,147
Давление на выходе, МПа (абс.)	1,05	0,856	0,70	0,589	0,485	0,40	0,286	0,206	0,147	0,105
КПД ступени адиабатный, %	86,0	87,1	87,5	92,3	87,3	91,4	87,0	87,6	88,3	88,8
КПД отсека адиабатный, %	86,7			91,6			88,5			
Мощность отсека на валу, кВт	911			730			1037			
КПД турбодетандера, %	83									
Мощность турбодетандера, кВт	2678									

2) число Маха по абсолютной скорости на выходе из соплового аппарата не более 0,8;

3) периферийный диаметр по лопаткам рабочего колеса не более 1 м;

4) частота вращения ротора 3000 мин⁻¹;

5) угол выхода потока из рабочей решетки 90°;

6) степень реактивности в корневом сечении 0–0,05;

7) для формирования сопловых и рабочих лопаток использовались стандартные (атласные) профили;

8) термодинамические свойства рабочих тел выбираются по [12] и представлены в табл. 2.

В результате одномерных расчетов получена проточная часть 10-ступенчатого турбодетандера осевого типа, первый отбор после 3-й ступени, а второй отбор после 6-й ступени. Результаты расчета приведены в табл. 3. В качестве базового варианта рассмотрен случай максимальной загруженности ГРП (зима).

приведены в табл. 4, а на рис. 2 представлены изолинии статического давления и векторы скорости соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) 8-й ступени. Остальные ступени имеют схожую картину течения.

Из рис. 2 видно, что для соплового аппарата стандартный профиль лопатки выбран удачно, так как в решетке отсутствуют отрывы пограничного слоя от поверхности лопатки.

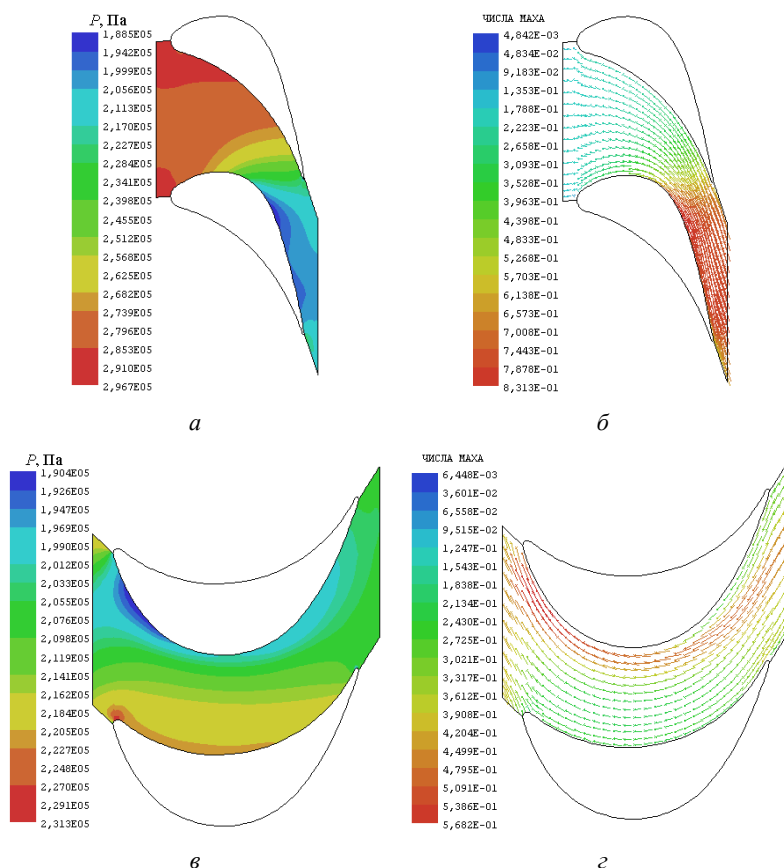


Рис. 2 – Картина течения рабочего тела для 8-й ступени в тангенциальном сечении при расчетном режиме:
 а, в – изолинии статического давления СА, РК; б, г – векторы скорости СА, РК

Во всех рабочих решетках рассмотренных ступеней наблюдается отрыв пограничного слоя на выпуклой поверхности профиля, что приводит к некоторому ухудшению показателей экономичности ступени.

Вместе с тем для принятия окончательного решения о необходимости корректировки геометрических характеристик профилей рабочих решеток следует оценить их эффективность на других режимах эксплуатации.

Известно, что в течение года расход газа через ГРП существенно меняется, летом расход газа в I и II нитках отсутствует (рис. 1), что влияет на характеристики турбодетандера. Исходя из этого, проведены расчетные

исследования работы турбодетандера на частичных нагрузках при условии уменьшения потребления газа.

Приняты следующие исходные данные:

- давление на входе в турбодетандер 0,453 МПа (абс.);
- температура на входе в турбодетандер 74 °С;
- давление на выходе из турбодетандера 0,105 МПа (абс.)
- расход природного газа через турбодетандер 3,5 кг/с.

Геометрические характеристики приняты из табл. 3. Полученные результаты для летнего режима представлены в табл. 5. Картины течения в сопловых и рабочих решетках на летнем режиме для 8-й ступени приведены на рис. 3.

Таблица 5 – Основные характеристики турбодетандера на летнем режиме работы

Наименование	1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер ступени										
Расход рабочего тела, кг/с	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Температура на входе, °С	74	66	58	56	49	43	38	26	14	5
Температура на выходе, °С	66	58	56	49	43	38	26	14	5	0
Давление на входе, МПа	0,453	0,388	0,337	0,3	0,267	0,240	0,22	0,170	0,139	0,118
Давление на выходе, МПа	0,388	0,337	0,3	0,267	0,240	0,22	0,170	0,139	0,118	0,105
КПД ступени адиабатный, %	88,2	88,4	87,7	89,9	87,9	83,3	88,8	89,2	88,3	82,3
КПД отсека адиабатный, %	87,9			86,8			87,9			
Мощность отсека на валу, кВт	195			123			277			
КПД турбодетандера, %	80									
Мощность турбодетандера, кВт	595									

Как видно, при работе турбодетандера на летнем режиме, несмотря на отличия по углам натекания на сопловые и рабочие лопатки, в дальнейшем при течении в каналах образование вихревых структур и отрывов пограничного слоя не наблюдается, что положительно сказывается на экономичности

проточной части в целом. В результате не происходит существенного снижения КПД турбодетандера.

Расчетные исследования, проведенные также для промежуточных режимов работы установки, показали схожие результаты (табл. 6).

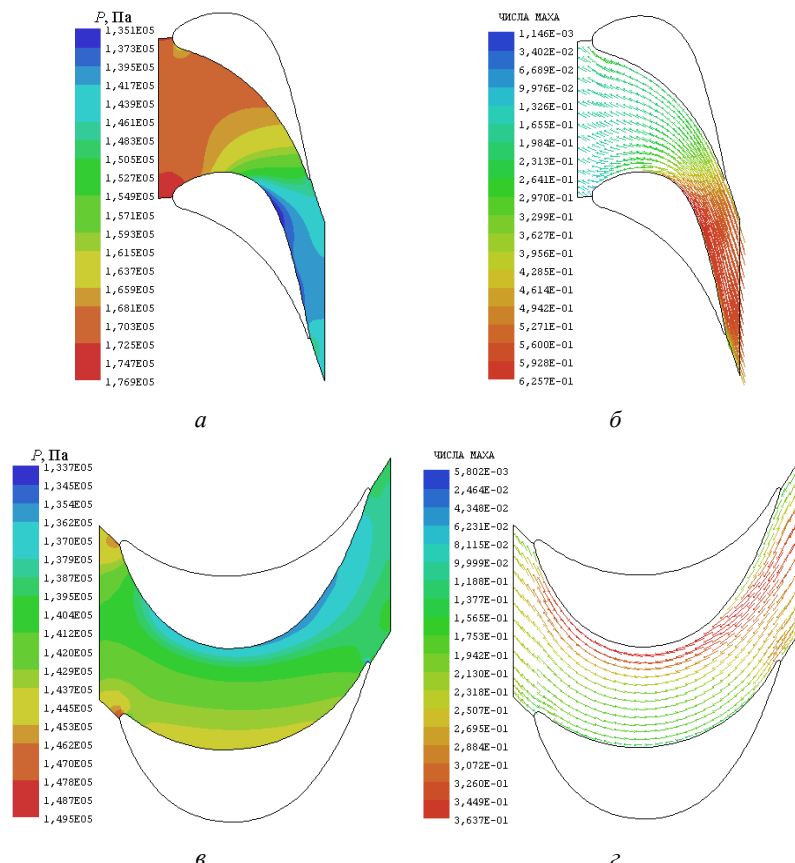


Рис. 3 – Картина течения рабочего тела для 8-й ступени в тангенциальном сечении на летнем режиме: а, в – изолинии статического давления СА, РК; б, г – векторы скорости СА, РК

Таблица 6 – Основные характеристики турбодетандера на промежуточном режиме

Наименование	1-й отсек			2-й отсек			3-й отсек			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Расход рабочего тела, кг/с	7,1	7,1	7,1	6,6	6,6	6,6	5,0	5,0	5,0	5,0
Температура на входе, °С	127	114	101	93	82	71	64	45	27	12
Температура на выходе, °С	114	101	93	82	71	64	45	27	12	0
Давление на входе, МПа (абс.)	0,871	0,719	0,597	0,5	0,427	0,362	0,305	0,226	0,170	0,131
Давление на выходе, МПа (абс.)	0,719	0,597	0,5	0,427	0,362	0,305	0,226	0,170	0,131	0,105
КПД ступени адиабатный, %	86,8	87,8	88,5	92,0	91,5	91,4	87,7	88,5	89,2	89,8
КПД отсека адиабатный, %	87,6			91,5			89,0			
Мощность отсека на валу, кВт	583			446			629			
КПД турбодетандера, %	81,5									
Мощность турбодетандера, кВт	1658									

В заключение заметим, что для базового режима работы ГРП с массовым расходом природного газа 10 кг/с максимальная мощность предлагаемого турбодетандера составит 2678 кВт (см. табл. 4). В то же время при использовании турбодетандера с расширением лишь до наибольшего необходимого давления 0,7 МПа (абс.) его мощность, в соответствии с уравнением (1), составит 940 кВт, что в ~ 2,8 раза меньше.

Выводы. В работе выполнены расчетные исследования по оценке целесообразности внедрения турбодетандера с отборами на ГРП с потребителями природного газа разного давления.

Анализ полученных результатов показал следующее:

– внедрение турбодетандеров осевого типа с промежуточными отборами газа позволит в полной мере использовать перепад давления, а не только до

наибольшего необходимого давления (до меньших значений газ дросселируется), как это реализуется в настоящее время;

– эффективность работы проточной части турбодетандера такого типа при эксплуатации на протяжении года в среднем 81 %, мощность при максимальном режиме составляет 2678 кВт, минимальном – 595 кВт;

– при выполнении газодинамических расчетов проточной части турбодетандера использовались стандартные профили сопловых и рабочих лопаток. Однако, профили сопловых и рабочих лопаток экономично работают в рассматриваемом диапазоне изменения параметров природного газа.

Список литературы

1. *Сенецький О. В.* Аналіз структури газотранспортної системи та потужностей газоредуруючих станцій України з метою впровадження УТДУ / *О. В. Сенецький, В. П. Сарاپін, Н. В. Пашченко* // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : XV Междунар. науч.-техн. конф. – Х. : ИПМаш НАН Украины, 14–17 сентября 2015. – 6 с.
2. *Характеристика газотранспортної системи України* // ПАТ «Укртрансгаз». – Режим доступа : utg.ua/utg/gts/description.html.
3. *Степанец А. А.* Энергосберегающие турбодетандерные установки / *А. А. Степанец* / ред. *А. Д. Трухня*. – М. : Недра-бизнесцентр, 1999. – 258 с.
4. *Газоснабжение. Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения.* ДБН В.2.5-20-2001. – К. : Госстрой Украины, 2001. – 131 с.
5. *Данилов А. А.* Газораспределительные станции / *А. А. Данилов, А. И. Петров*. – СПб. : Недра, 1997. – 240 с.
6. *Твердохлебов В. И.* Утилизационные турбоустановки для ГРС и КС / *В. И. Твердохлебов, В. П. Мальханов* // Газовая промышленность. – 1985. – № 1. – С. 64–69.
7. *Русанов А. В.* Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин : монография / *А. В. Русанов, С. В. Еришов*. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
8. *Еришов С. В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» : свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір ПА № 77 / *С. В. Еришов, А. В. Русанов*. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав ; опубл. 19.02.96. – 1 с.
9. *Lampart P.* Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / *P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov* // International conference SYMKOM'02 : Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. – № 122. – Lodz, 2002. – P. 63–70.
10. *Хомылев С. А.* Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей : часть 1 – верификация расчетного метода / *С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Еришов* // Энергетические и

теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 23–31.

11. *Сенецький О. В.* Турбодетандер з відборами газу необхідних параметрів / *О. В. Сенецький, В. П. Сарاپін* // XXI-міжнародний конгрес двигунобудівників : тези доп. – Харків : Нац. аерокосмічний ун-т «Харк. авіац. ін-т», 2016. – С. 22–23.
12. *Poling B. E.* The properties of gases and liquids / *B. E. Poling, J. M. Prausnitz, J. P. O'Connell*. – New York : McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. – 803 p. – doi: 10.1036/0070116822.

References (transliterated)

1. Senets'kyi, O. V., V. P. Sarapin and N. V. Pashchenko. "Analiz struktury hazotransportnoyi systemy ta potuzhnostey hazoredukuyuchykh stantsiy Ukrainy z metoyu vprovadzheniya UTDU." *Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya: XV Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.* Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 14–17 September 2015. Print.
2. "Kharakterystyka hazotransportnoyi systemy Ukrainy." *PAT "Ukrtransgaz"*. Web. 22 November 2016 <utg.ua/utg/gts/description.html>.
3. Stepanec, A. A. *Energoberegajuschie turbodetandernye ustanovki.* Moscow: Nedra-bisnesscentr, 1999. Print.
4. *ДБН В.2.5-20-2001. Газоснабжение. Ingengerne oborudovanie zdaniy i sooruzheniy. Vneshnie seti i sooruzheniya.* Kiev: Gosstroy Ukrainy, 2001.
5. Danilov, A. A., and A. I. Petrov. *Газораспределительные станции.* St. Petersburg: Nedra, 1997. Print.
6. Tverdohlebov, V. I., and V. P. Mal'khanov. "Utilizatsionnye turbostanovki dlya GRS i KS." *Gazovaya promyshlennost'*. No. 1. 1985. 64–69. Print.
7. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh gazodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh turbomashin: monografiya.* Kharkov: IPMach NAS of Ukraine, 2008. Print.
8. Yershov, S. V., and A. V. Rusanov. *Kompleks prohram rozrakhunku tryvumirnykh techiy hazu v bahatovintsevykh turbomashynakh "FlowER"*. State Agency of Ukraine on Copyright and Related Rights, PA number 77. 19 February 1996. Print.
9. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases." *International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe.* No. 122. Lodz, 2002. 63–70. Print.
10. Khomylev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekaniya turbinnykh reshetok profiley: chast' 1 – verifikatsiya raschetnogo metoda." *Energeticheskie i teplotekhnicheskie protsessy i oborudovanie.* No. 6. 2008. 23–31. Print.
11. Senets'kyi, O. V., and V. P. Sarapin. "Turbodetander z vidboramy hazu neobkhdnykh parametrov." *XXI mizhnarodnyy konhres dvyhunobudivnykiv: tezy dop.* Kharkiv: Nats. aerokosmichnyy un-t "Khark. aviats. in-t", 2016. 22–23. Print.
12. Poling, B. E., J. M. Prausnitz and J. P. O'Connell. *The properties of gases and liquids.* New York: McGraw-Hill Companies, Inc., 2001. Print.

Поступила (received) 20.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / А. Л. Шубенко, В. П. Сарापін, А. В. Сенецький, Н. В. Пашченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2016. – № 41 (1213). – С. 18–24. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Многоступенчатый осевой утилизационный турбодетандер для работы с потребителями газа разных давлений / А. Л. Шубенко, В. П. Сарापін, А. В. Сенецький, Н. В. Пашченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х. : НТУ «ХП», 2016. – № 41 (1213). – С. 18–24. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2411-3441.

Multistage turboexpander of axial type for energy recovery for working with natural gas consumers, who demand different pressure / A. L. Shubenko, V. P. Sarapin, A. V. Senetskyi, N. V. Pashchenko // Bulletin of NTU

"KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 41 (1213). – P. 18–24. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович – член-кореспондент НАН України, доктор технічних наук, професор, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Шубенко Александр Леонидович – член-кореспондент НАН Украины, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Shubenko Aleksandr Leonidovich – Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Department Head of Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-30; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua.

Сарапін Володимир Павлович – головний конструктор відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42, e-mail: sarapin_v@mail.ru.

Сарапин Владимир Павлович – главный конструктор отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin_v@mail.ru.

Sarapin Volodymyr Pavlovich – Chief Designer of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: sarapin_v@mail.ru.

Сенецький Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Сенецкий Александр Владимирович – кандидат технических наук, сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкции турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Senetskyi Aleksandr Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Optimization of Processes and Designs of Turbomachinery Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-42; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net.

Пащенко Наталія Вікторівна – кандидат технічних наук, співробітник відділу гідроаеромеханіки енергетичних машин, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, м. Харків; тел.: (057) 349-47-91, e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.

Пащенко Наталья Викторовна – кандидат технических наук, сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. М. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; тел.: (057) 349-47-91; e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.

Pashchenko Natalia Victorovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Employee of the Hydro Power Machines Department, Institute of Problems of Mechanical Engineering A. N. Podgorny NAS Ukraine, Kharkov; tel.: (057) 349-47-91; e-mail: pashchenko@ipmach.kharkov.ua.