

УДК 621.6.05

*А.Е. Белоусов<sup>1</sup>, e-mail: belousovartemevg@gmail.com; О.В. Кабанов<sup>1</sup>, e-mail: kab2003@mail.ru;**Г.Х. Самигуллин<sup>1</sup>, e-mail: samigullin\_gch@spmi.ru*<sup>1</sup> ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет» (Санкт-Петербург, Россия).

## Моделирование газодинамических процессов, связанных с утилизацией энергии природного газа на малых пунктах редуцирования единой системы газоснабжения при помощи регулируемого детандер-генератора объемного типа

Энергия сжатого природного газа, теряемая во время понижения давления в пунктах редуцирования перед потребителями, может быть утилизирована при помощи детандер-генераторных агрегатов (ДГА) различных типов. Особенностью Единой системы газоснабжения является ее большая разветвленность и наличие огромного числа малых пунктов редуцирования, которые характеризуются небольшими габаритами и высокой неравномерностью отбора газа. В таких условиях подход, направленный на максимизацию количества утилизированной энергии при помощи турбодетандеров, может быть не совсем удачным.

Для применения на малых пунктах редуцирования предлагается использовать объемный тип расширительных машин как один из наиболее дешевых, неприхотливых и негабаритных, например пластинчатые пневмодвигатели. Они имеют высокие соотношение «мощность – вес» и степень расширения газа, обладают возможностью безмасляной работы и при этом мощностями (до 10 кВт), достаточными для существенного повышения энергоавтономности и полного или частичного обеспечения электроэнергией систем телеметрии, телемеханики, электрохимической защиты. Это особенно актуально для объектов, находящихся на значительном удалении от централизованных источников электроэнергии, а также в случаях, когда стоимость технологического присоединения велика либо подключение невозможно. Кроме того, в связи с неравномерностью отбора газа потребителями для поддержания заданной частоты вращения вала детандера необходимо применить систему стабилизации частоты вращения вала ДГА.

В статье представлен вариант модифицированной схемы пункта редуцирования со встроенным ДГА объемного типа и системой стабилизации частоты вращения его вала на переменных режимах работы.

Составлена математическая модель динамики процессов, связанных с ДГА, позволяющая оценить влияние ДГА на газодинамику пунктов редуцирования. Представлены результаты, подтверждающие возможность утилизации энергии сжатого природного газа в процессе редуцирования даже при высокой неравномерности отбора газа потребителями.

**Ключевые слова:** детандер-генератор, объемный тип, редуцирование, газораспределительные станции, газорегуляторные пункты, неравномерность отбора газа, система автоматического управления, математическая модель, динамические характеристики, переходный процесс, Wolfram Mathematica.

*А.Е. Belousov<sup>1</sup>, e-mail: belousovartemevg@gmail.com; О.В. Kabanov<sup>1</sup>, e-mail: kab2003@mail.ru;**G.Kh. Samigullin<sup>1</sup>, e-mail: samigullin\_gch@spmi.ru*<sup>1</sup> FSBEI of Higher Education «Saint-Petersburg mining university» (Saint-Petersburg, Russia).

## Modelling of Gas Dynamic Processes Associated with Natural Gas Energy Utilization by Applying the Adjustable Volumetric Expander-Generator Sets at Gas Distribution Stations and Gas Control Units

The energy of the compressed natural gas which is lost during the pressure reduction at gas distribution stations (GDS) and gas control units (GCU) can be utilized by applying the expander-generator sets (EGS). Many GDS and GCU are characterized by small dimensions and high gas consumption irregularity. In such cases, the approach aimed at maximizing the amount of utilized energy with the help of traditional turbogenerators may not be entirely successful.

It is proposed to use EGS with a volumetric expansion machines at pressure reduction units. For example, one of the cheapest, forgiving and not excessive in size plate-type pneumatic motors. They have a high power-weight ratio and the degree of gas expansion, as well as the possibility of oil-free work. And at the same time they have capacities (up to 10 kW) sufficient to significantly increase the energy independence and provide electricity to telemetry, communications and corrosion protection systems. This is very actual for facilities which are placed far from centralized power sources, as well as in cases of high cost of technological connection, or if the connection is impossible. In addition, due to high gas consumption irregularity, in order to maintain the rotational speed of the EGS shafts, it is necessary to apply a stabilizing systems.

The article presents a variant of a modified pressure reduction unit with a built-in adjustable volumetric EGS.

A mathematical model is presented, which makes it possible to estimate the influence of EGS on the gas dynamics of pressure reduction units. The results confirm the possibility of compressed natural gas energy utilization by the volumetric EGS, even with high gas consumption irregularity.

**Keywords:** expander-generator set, volumetric type, pressure reduction, gas distribution stations, gas control units, gas consumption irregularity, automatic control system, mathematical model, dynamic characteristics, transient process, Wolfram Mathematica.

Энергия сжатого природного газа, теряемая во время понижения давления в пунктах редуцирования перед потребителями, может быть утилизирована при помощи детандер-генераторных агрегатов (ДГА) [1–4].

Особенностью Единой системы газоснабжения является ее большая разветвленность и наличие огромного числа малых пунктов редуцирования, таких как мини-газораспределительные станции (ГРС) и газораспределительные пункты (ГРП), которые характеризуются небольшими габаритами и высокой неравномерностью отбора газа (рис. 1–3). В таких условиях подход, направленный на максимизацию количества утилизированной энергии при помощи турбодетандеров [5], может быть не вполне оправданным.

Для применения на малых пунктах редуцирования предлагается использовать объемный тип расширительных машин, например пластинчатые пневмодвигатели – как один из наиболее дешевых, неприхотливых и негабаритных типов оборудования [1]. Они имеют высокие соотношения «мощность – вес» и степень расширения газа, обладают возможностью безмасляной работы и при этом мощностями (0,2–10 кВт), достаточными для существенного повышения энергоавтономности и полного или

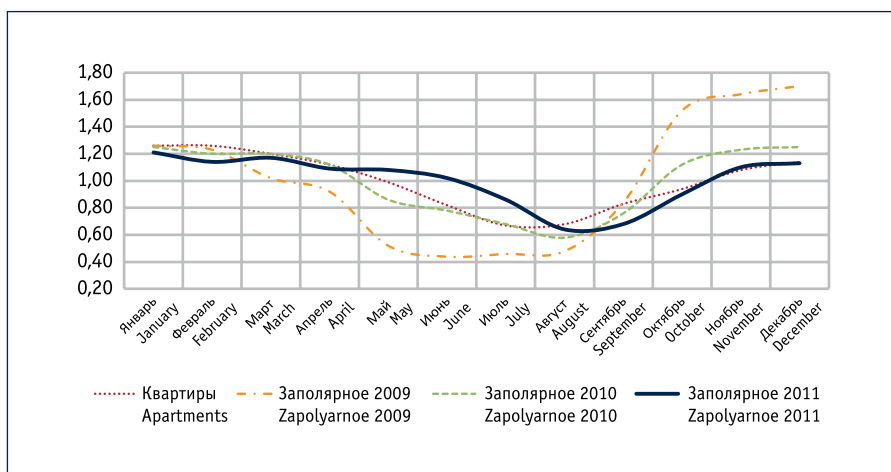


Рис. 1. Пример распределения коэффициента месячной неравномерности [7, 8]

Fig. 1. An example of monthly irregularity coefficient distribution [7, 8]

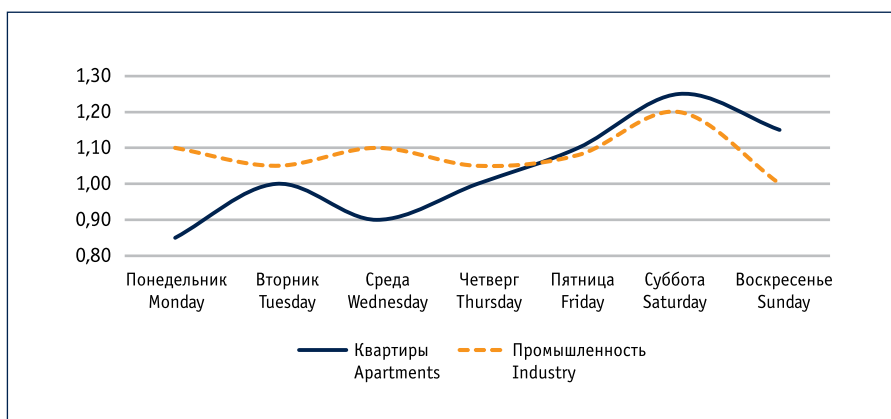


Рис. 2. Пример распределения коэффициента суточной неравномерности [7]

Fig. 2. An example of daily irregularity coefficient distribution [7]

Ссылка для цитирования (for citation):

Белусов А.Е., Кабанов О.В., Самигуллин Г.Х. Моделирование газодинамических процессов, связанных с утилизацией энергии природного газа на малых пунктах редуцирования единой системы газоснабжения при помощи регулируемого детандер-генератора объемного типа // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2017. № 7–8. С. 128–134.

Belousov A.E., Kabanov O.V., Samigullin G.Kh. Modelling of Gas Dynamic Processes Associated with Natural Gas Energy Utilization by Applying the Adjustable Volumetric Expander-Generator Sets at Gas Distribution Stations and Gas Control Units (In Russ.). Territorija «NEFTEGAZ» = Oil and Gas Territory, 2017, No. 7–8, P. 128–134.



Рис. 3. Пример распределения коэффициента часовой неравномерности [7]

Fig. 3. An example of hourly irregularity coefficient distribution [7]

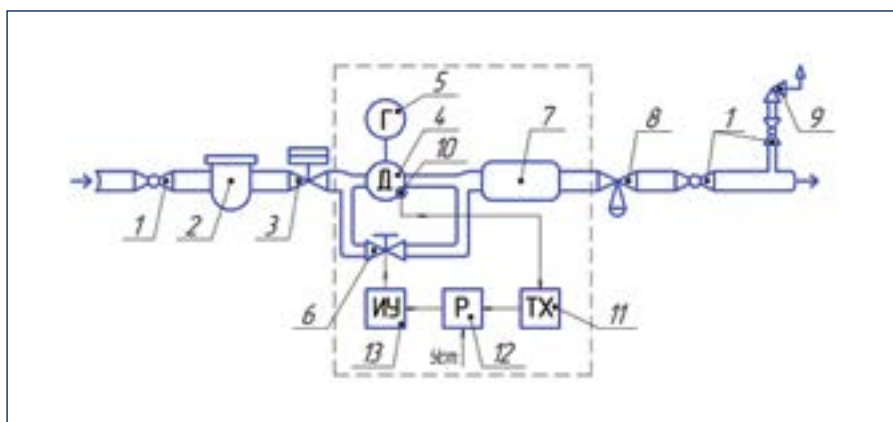


Рис. 4. Упрощенная принципиальная схема пункта редуцирования с системой ДГА объемного типа:

1 – запорная арматура; 2 – фильтр-грязеуловитель; 3 – предохранительный запорный клапан; 4 – объемная расширительная машина; 5 – электрогенераторная часть; 6 – регулирующий клапан; 7 – ресивер; 8 – регулятор давления; 9 – предохранительный сбросной клапан со свечой; 10 – датчик частоты вращения; 11 – тахометр; 12 – ПИ-регулятор; 13 – привод регулирующего клапана

Fig. 4. A simplified principle diagram of a reduction unit with a volumetric EGS:

1 – shut-off valve; 2 – strainer; 3 – safety shut-off valve; 4 – volumetric expansion machine; 5 – power generation part; 6 – control valve; 7 – receiver; 8 – pressure regulator; 9 – safety relief valve with a flare; 10 – rotation velocity sensor; 11 – tachometer; 12 – proportional-integral controller; 13 – control valve actuator

частичного обеспечения электроэнергией систем телеметрии, телемеханики, электрохимической защиты. Это особенно актуально для объектов, значительно удаленных от централизованных источников электроэнергии, а также в случаях, когда стоимость технологического присоединения велика либо подключение невозможно в принципе [4, 6]. Помимо этого в связи с неравномерностью отбора газа потребителями для поддержания заданной частоты вращения вала детандера необходимо применить систему стабилизации частоты вращения вала ДГА.

### ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Существуют различные автоматические системы регулирования ДГА [9, 10], в основе которых так или иначе лежат принципы разделения и переключения потоков. Однако зачастую такие системы имеют чрезмерную степень сложности и значительные габариты, определяемые применением турбинных расширительных машин и высокими расходами газа.

Для утилизации энергии на малых пунктах редуцирования и стабилизации скорости вращения ДГА объемного типа

предлагается модифицировать принципиальную схему пункта редуцирования (рис. 4).

Такая схема также имеет принцип разделения потока, которое происходит непосредственно между предохранительным запорным клапаном 3 (ПЗК) и регулятором давления (РД) 8 в зависимости от степени открытия регулирующего клапана 6. Часть газа проходит через объемную расширительную машину 4, где, теряя энергию, совершает работу, а другая – через параллельную линию. Оба потока встречаются в ресивере 7, служащем для гашения скачков давления и предотвращения чрезмерной «раскачки» РД системой стабилизации. Управляющий сигнал для привода регулирующего клапана вырабатывается ПИ-регулятором 12 в зависимости от результата сравнения мгновенной частоты вращения вала пневмодвигателя с определенной уставкой.

Результатом использования такой системы является возможность работы детандер-генераторной установки с относительно малыми давлениями и расходами, независимо от неравномерности отбора газа потребителями и изменения момента нагрузки, а также сокращение количества энергии, теряемой на РД. При этом такая система является наиболее простой, обладает сравнительно малыми габаритами и стоимостью.

Стоит отметить, что при использовании в системах пунктов редуцирования такого устройства необходимо заново осуществить подбор РД, так как его входное давление уменьшится вследствие расширения газа на пневмодвигателе и регулирующем клапане.

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

В статье [1] были проведены подробные статический и динамический расчеты детандера объемного типа на примере пластинчатого двигателя с созданием оригинальной математической модели. Однако для получения математической модели ДГА, представленного на рис. 4, необходимо учесть влияние на работу детандера перепуска части потока через регулирующий клапан, изменение давления в ресивере и неравномерность отбора газа потребителями –

23-26.10.2017

Россия, Москва, ЦВК «Экспоцентр»



20-я международная  
выставка химической  
промышленности  
и науки

# ХИМИЯ



**Инновации  
и современные  
материалы**

Организатор: АО «Экспоцентр»

При поддержке:

- Министерства промышленности и торговли РФ
- Российского Союза химиков
- ОАО «НИИТЭХИМ»
- Российского химического общества им. Д.И. Менделеева
- Химического факультета МГУ им. М.В. Ломоносова
- РХТУ им. Д.И. Менделеева

Под патронатом  
Торгово-промышленной палаты РФ

Реклама 12+



**Хим-Лаб-Аналит**



**Химмаш. Насосы**



**Индустрия пластмасс**

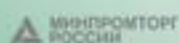


**Зеленая химия**



**Салон защиты  
от коррозии «Коррус»**

[www.chemistry-expo.ru](http://www.chemistry-expo.ru)



а значит, следует описать систему регулирования, ресивер, действие потребителя и соединяющие трубки.

Ввиду малой протяженности последних и их низкой инерционности ими пренебрегаем. Питание всей системы газом происходит из магистрали с постоянным давлением в неограниченном объеме. Открытие регулирующего клапана полностью соответствует сигналу ПИ-регулятора и не имеет задержки.

В таком случае необходимо решить только одно дополнительное дифференциальное уравнение (ДУ) для ресивера, которое будет описывать связь двух ранее разделенных потоков с расходом потребителя.

Для начала составим уравнение мгновенного изменения массы газа в ресивере:

$$\frac{dm}{dt} = G_{ДГ} + G_{Др} - G_{Потр}.$$

Массу газа в ресивере можно расписать как:

$$m = \rho \cdot V_{рв} = \frac{p_p}{R \cdot T_p} V_{рв},$$

где  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $V_{рв}$  – объем ресивера, м<sup>3</sup>;  $p_p$  – давление газа в ресивере, Па;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Тогда уравнение изменения массы переписывается в уравнение изменения давления:

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{R \cdot T_p}{V_{рв}} (G_{ДГ} + G_{Др} - G_{Потр}).$$

Массовый расход газа на выходе из детандера, уточненный для возможности рассмотрения случая роста давления в ресивере выше давления выхлопной камеры, а значит, ее наполнения, описывается системой:

$$G_{ДГ} = \begin{cases} f_b \sqrt{\frac{p_b^2 - p_p^2}{RT_b \xi_b}}, & \text{если } p_b \geq p_p \\ -f_b \sqrt{\frac{p_p^2 - p_b^2}{RT_b \xi_b}}, & \text{если } p_b < p_p \end{cases},$$

где  $f_b$  – площадь выхлопного отверстия пневмодвигателя, м<sup>2</sup>;  $p_b$  – давление в выхлопной камере пневмодвигателя, Па;  $T_b$  – температура в выхлопной камере, К;  $\xi_b$  – местное сопротивление выхлопного отверстия, б/р.

Массовый расход регулирующего клапана при докритическом и критическом истечениях, соответственно, рассчитывается как:

$$G_{Др} = \begin{cases} \beta_{др} \cdot f_{др} \sqrt{\frac{p_p \cdot (p_m - p_p)}{RT_p}}, & \text{если } \frac{p_m}{p_p} < 2 \\ \beta_{др} \cdot f_{др} \frac{p_m}{\sqrt{RT_p}}, & \text{если } \frac{p_m}{p_p} \geq 2 \end{cases},$$

где  $\beta_{др}$  – коэффициент истечения, б/р;  $f_{др}$  – площадь полностью открытого сечения регулирующего клапана, м<sup>2</sup>;  $p_m$  – давление газа в магистрали, Па;  $T_p$  – температура газа в ресивере, К. Массовый расход потребителя при докритическом и критическом истечении из ресивера можно представить следующим образом:

$$G_{Потр} = \begin{cases} \beta_p \cdot f_p \sqrt{\frac{p_{потр} \cdot (p_p - p_{потр})}{RT_{потр}}}, & \text{если } \frac{p_p}{p_{потр}} < 2 \\ \beta_p \cdot f_p \frac{p_p}{\sqrt{RT_{потр}}}, & \text{если } \frac{p_p}{p_{потр}} \geq 2 \end{cases},$$

где  $f_p$  – площадь сечения выходного отверстия ресивера, м<sup>2</sup>;  $p_{потр}$  – давление газа за ресивером, Па;  $T_{потр}$  – температура газа за ресивером, К.

Неравномерность отбора можно задать при помощи изменения расхода газа потребителями из ресивера (коэффициент  $s$ ). Например, при сокращении отбора газа давления в ресивере, а значит, и после пневмодвигателя, растут, что оказывает сопротивление его вращению, вплоть до варианта полного торможения двигателя противодействием. Теперь рассмотрим реализацию процесса регулирования. Для моделирования воспользуемся пропорционально-интегральным (ПИ) законом регулирования. Общий вид выходного сигнала ПИ-регулятора для управления расходом газа через регулирующей клапан:

$$U(t) = P(t) + I(t), \\ U(t) = K_p [\omega(t) - \omega_0] + K_i \int_0^t [\omega(t) - \omega_0] dt,$$

где  $P(t)$  и  $I(t)$  – пропорциональное и интегральное звенья;  $\omega_0$  и  $\omega(t)$  – уставка по частоте вращения и мгновенная частота вращения расширительной машины, соответственно, рад/с;  $K_p$  и  $K_i$  – коэффициенты усиления пропорциональной и интегральной составляющих, соответственно.

Для успешной реализации в представленной модели интегральная составляющая регулирования должна быть заменена на дополнительное дифференциальное уравнение, производную  $\frac{dI}{dt}$ , использование которой эквивалентно интегралу.

Таким образом, с учетом изменений система уравнений для моделирования, представленная в [1], будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} In \frac{d\omega}{dt} = p_H \cdot l(x_1 - x) \left(r + \frac{x}{2}\right) + \\ + p_p \cdot l(x_1 - x) \left(r + x + \left(\frac{x_1 - x}{2}\right)\right) - \\ - p_b \cdot l(x_1 - x) \left(r + \frac{x_1}{2}\right) - \\ - z \cdot \mu m_n \rho_{цт} \cdot \omega^2 (r + x_{ср}) - M_c; \\ \frac{dp_H}{dt} = \frac{k}{V_H} (RT_M G_M - p_H \cdot \frac{dV_H}{dt}); \\ \frac{dp_p}{dt} = -\frac{k}{V_p} \cdot p_p \cdot \frac{dV_p}{dt}; \\ \frac{dp_b}{dt} = -\frac{k}{V_b} (RT_b G_{ДГ} + p_b \cdot \frac{dV_b}{dt}); \\ \frac{dp_p}{dt} = \frac{R \cdot T_p}{V_{рв}} (G_{ДГ} + [P(t) + I(t)] G_{Др} - s \cdot G_{Потр}); \\ \frac{dI}{dt} = K_i [\omega(t) - \omega_0]. \end{cases}$$

В качестве исходных данных для расчета были приняты характеристики реального серийного оборудования, которое используется для создания прототипа. Для удобства работы и изучения прототипа была выбрана наименьшая расширительная машина в 200 Вт, так как при сохранении общих характерных черт и особенностей ее создание и эксплуатация требуют меньших ресурсов. Исходные данные (рис. 5): радиус ротора пневмодвигателя  $r = 0,02$  м; 6 лопаток

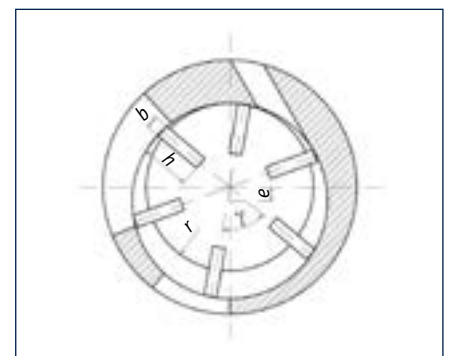


Рис. 5. Разрез пластинчатого пневмодвигателя  
Fig. 5. Plate pneumatic actuator in section

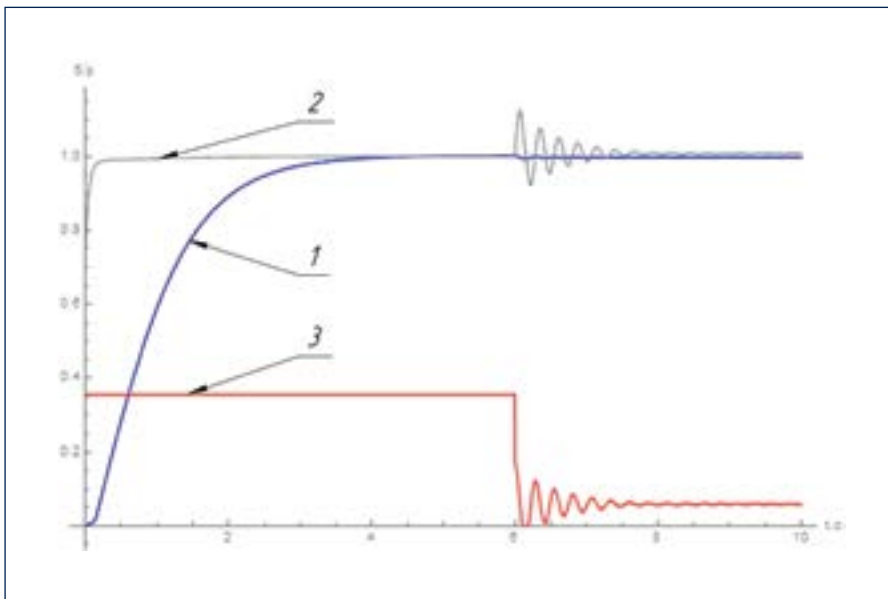


Рис. 6. Частота вращения ДГА объемного типа (1), изменение абсолютного давления в ресивере (2) и сигнал открытия регулирующего клапана (3)

Fig. 6. Rotation rate of the volumetric EGS (1), change of the absolute pressure in the receiver (2) and an opening signal of the control valve (3)

длиной  $l = 0,05$  м, высотой  $h = 0,0131$  м и толщиной  $b = 0,005$  м; эксцентриситет  $e = 0,00328$  м; угол между соседними лопатками  $\gamma = 60^\circ$ ; габариты расширительной машины  $82 \times 63 \times 63$  мм, абсолютное давление газа в магистрали  $p_m = 0,7$  МПа; абсолютное давление газа после ресивера  $p_{\text{нотр}} = 0,2$  МПа; момент нагрузки на валу пневмодвигателя  $M_c = 0,5$  Н·м;

ресивер объемом  $V_{\text{рв}} = 0,0056$  м<sup>3</sup> и отверстиями с площадью проходного сечения  $f_p = 0,0004$  м<sup>2</sup>; максимальная площадь сечения регулирующего дросселя  $f_{\text{др}} = 0,0003$  м<sup>2</sup>. Уставка частоты вращения  $\omega_0 = 125$  об/с из расчета дальнейшего использования с передаточным числом редуктора  $w = 2,5$ . В остальном параметры идентичны принятым в ра-

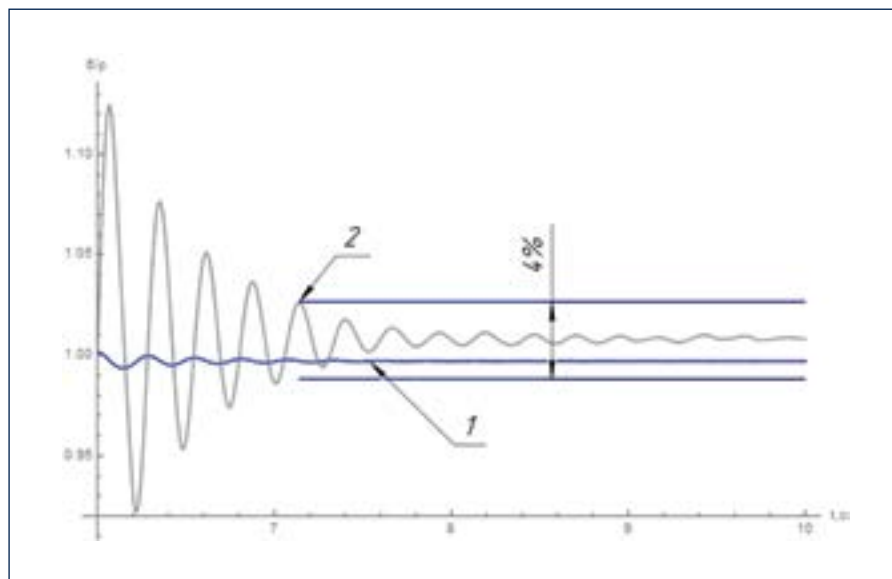


Рис. 7. Переходные процессы изменения частоты вращения ДГА (1) и абсолютного давления в ресивере (2) после создания возмущения

Fig. 7. Transient processes of the rotation frequency change of the EGS (1) and the absolute pressure in the receiver (2) after disturbance

боте [1]. В качестве параметров, равных единице (рис. 6–7), были приняты: уставка частоты вращения, установившееся абсолютное давление в ресивере до возмущения  $p_p = 277800$  Па и сигнал 100%-го открытия регулирующего клапана. Расчет производился в программе Wolfram Mathematica 10.4.

После разгона ДГА при постоянном открытии регулирующего клапана на 35,5 % (рис. 6), в момент времени  $t = 6$  с была активирована система стабилизации частоты вращения и создано возмущение в виде сокращения расхода потребителя со 100 до 18 % от проектного. Это значение показательно, так как является наихудшим значением расчетного часового расхода, вычисленным по наименьшим коэффициентам неравномерности, представленным в примерах на рис. 1–3.

Расчетный часовой расход газа потребителями [7]:

$$Q_p = k_m \cdot k_c \cdot k_\gamma \cdot Q_{cr}$$

где  $k_m, k_c, k_\gamma$  – коэффициенты неравномерности газопотребления по месяцам, суткам и часам, соответственно;  $Q_{cr}$  – проектный часовой расход, м<sup>3</sup>/ч.

Исходя из полученных графиков, можно сказать, что введение в систему двух новых частей (регулирующего клапана и ресивера) не изменило общего характера поведения основных переменных, полученных в [1].

До выхода двигателя на режим постоянной скорости процесс повышения давления в ресивере плавный, апериодический, а после сокращения отбора газа потребителями и гашения возмущения системой регулирования процесс колебательный, затухающий. Тем не менее важно отметить риск возникновения автоколебаний из-за связи системы стабилизации и регулятора давления, которую необходимо дополнительно изучить в дальнейшем.

По графикам (рис. 7) видно, что система стабилизации хорошо выполняет свои функции: частота вращения ДГА поддерживается в коридоре  $2\Delta = 4\%$  от значения уставки даже в первоначальный момент возмущения, а колебания давления в ресивере, т. е. до РД, не превышают допустимых пределов

$\pm 25\%$  и входят в коридор  $2\Delta = 4\%$  через 1,14 с после начала возмущения. Однако стоит отметить, что столь качественное регулирование на практике не представляется возможным из-за различных задержек, более длительных периодов дискретизации, нелинейности работы регулирующего клапана, инерционности и более упрощенных алгоритмов регулирования, а также из-за принятых в данной работе допущений. Поэтому наиболее точное описание процесса регулирования представленной системы возможно лишь после проведения реальных экспериментов.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обоснована возможность утилизации энергии сжатого природного газа на малых пунктах редуцирования при помощи регулируемого детандер-генераторного агрегата объемного типа. Предложенная модификация принципиальной схемы ГРП/ГРУ позволяет использовать ДГА в качестве основного средства понижения давления природного газа, а также обеспечить достаточно высокую бесперебойность работы при небольших габаритах и стоимости агрегата.

Представленная математическая модель подтверждает возможность успешной работы такого ДГА даже на переменных режимах, вызванных неравномерностью отбора газа потребителями, а также позволяет оценивать влияние самого ДГА на газодинамику пунктов редуцирования. Однако для верификации полученной модели, создания точной модели ПИ-регулирования, определения границ применимости такого ДГА и дальнейшего изучения газодинамики необходимы дополнительные исследования прототипа.

## Литература:

1. Белоусов А.Е., Кабанов О.В., Волошин М.В. Метод расчета динамических характеристик детандер-генератора объемного типа // Технологии нефти и газа. 2016. № 3. С. 51–55.
2. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности с расширительной турбиной на базе турбин конструкции ЛПИ для магистральных газопроводов и газораспределительных станций [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0002x.pdf> (дата обращения: 18.08.2017).
3. Репин Л.А. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях // Энергосбережение. 2004. № 3. С. 70–72.
4. Карасевич В.А., Черных А.С., Яковлев А.А. Перспективы применения автономных источников энергии при транспортировке и распределении газа // Научный журнал Российского газового общества. 2016. № 1. С. 59–61.
5. Обзор современных конструкций турбодетандерных генераторов [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0000x.pdf> (дата обращения: 18.08.2017).
6. Оленев Н.Ф. Применение энергетических турбодетандерных установок мощностью до 5 кВт в составе технологического оборудования газораспределительных станций // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2014. № 12. С. 48–49.
7. Суслев Д.Ю. Определение максимальных часовых расходов газа: Методические указания. Белгород: Изд-во БГТУ, 2015. 58 с.
8. Аршинов М.С. Расчет и анализ сезонной неравномерности при работе систем сбора газа заполярного месторождения за 2007–2009 гг. и на перспективу // Наука и ТЭК. 2012. № 5. С. 30–32.
9. Патент РФ № 2579301. Устройство регулирования турбодетандера / Панарин М.В., Пахомов С.Н., Воробьев Н.Ю., Царьков Г.Ю. Патентообладатель – АО «Газпром газораспределение Тула». Оpubл. 10.04.2016 г., Бюл. № 10.
10. Патент РФ № 2346205. Способ устойчивого газоснабжения газораспределительной станцией с энергохолодильным комплексом, использующим для выработки электрической энергии и холода энергию избыточного давления природного газа, и система для реализации способа / Аксенов Д.Т., Аксенова Г.П. Оpubл. 10.02.2009 г., Бюл. № 4.

## References:

1. Belousov A.E., Kabanov O.V., Voloshin M.V. The Method of Calculating the Dynamic Characteristics of a Volumetric Type Expander-Generator. *Tekhnologii nefti i gaza = Oil and Gas Technologies*, 2016, No. 3, P. 51–55. (In Russian)
2. Development and Creation of Autonomous Small-Capacity Power Plants with an Expansion Turbine Based on LPI Design Turbines for Gas Mains and Gas Distribution Stations [Electronic resource]. Access mode: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0002x.pdf> (access date: 18.08.2017). (In Russian)
3. Repin L.A. Possibilities of Using the Energy of Natural Gas Pressure at Small Gas Distribution Stations. *Energoberezhenie = Energy Saving*, 2004, No. 3, P. 70–72. (In Russian)
4. Karasevich V.A., Chernykh A.S., Yakovlev A.A. Prospects for the Use of Autonomous Energy Sources During Transportation and Distribution of Gas. *Nauchnyy zhurnal rossiyского gazovogo obshchestva = Scientific Journal of the Russian Gas Society*, 2016, No. 1, P. 59–61. (In Russian)
5. Review of Modern Designs of Turboexpander Generators [Electronic resource]. Access mode: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0000x.pdf> (access date: 18.08.2017). (In Russian)
6. Olenov N.F. The Use of Power Turboexpander Units with a Capacity of up to 5 kW in the Technological Equipment of Gas Distribution Stations. *Territorija «NEFTEGAS» = Oil and Gas Territory*, 2014, No. 12, P. 48–49. (In Russian)
7. Suslov D. U. Determination of the Maximum Gas Hourly Expenditure: Methodological guidelines. Belgorod, BSTU Publishing House, 2015, 58 pp. (In Russian)
8. Arshinov M.C. Calculation and Analysis of Seasonal Unevenness in the Operation of Gas Gathering Systems at the Polar Deposit for 2007–2009 and for the Future. *Nauka i TEK = Science and Fuel Industry*, 2012, No. 5, P. 30–32. (In Russian)
9. Patent RF No. 2579301. Turbine Expander Control Device. Authors: Panarin M.V., Pahomov C.N., Vorobyev N.U., Tsarykov G.U. Publ. 10.04.2016, Bull. No. 10. (In Russian)
10. Patent RF No. 2346205. A Method of Stable Gas Supply to a Gas Distribution Station with an Energy Freezing Complex Using the Energy of Excess Pressure of Natural Gas for Generating Electric Energy and Cold and a System for Realizing the Method. Authors and patent holders: Aksenov D.T., Aksenova G.P. Publ. 10.02.2009, Bull. No. 4. (In Russian)