



## ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ ПРИ ПЕРЕКАЧКЕ НЕФТИ НАСОСАМИ С ГАЗОТУРБИНЫМ ПРИВОДОМ

**И.Р.Байков, С.В.Китаев\*, О.В.Смородова, А.М.Шаммазов**

*Уфимский государственный нефтяной технический  
университет, Уфа, Россия*

### Energy Saving When Pumping Oil Pumps With the Gas-Turbine Drive

*I.R.Baikov, S.V.Kitaev\*, O.V.Smorodova, A.M.Shammazov*

*Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia*

#### *Abstract*

The article suggests a method to allow to calculate the optimum operating conditions of centrifugal pumps with a gas turbine drive of different unit power when operating in accordance with the scheme in the «parallel» in the main oil transport, from the equipment operating condition in the area of the maximum efficiency value.

#### *Keywords:*

Optimization;  
Centrifugal pump;  
Gas turbine plant;  
Efficiency factor;  
Efficiency.

© 2020 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

В настоящее время основными энергоносителями в России и преимущественно в зарубежных странах являются невозобновляемые ресурсы – нефть и газ. Энергоемкость топливно-энергетического комплекса России более, чем в 2 раза превышает показатели Европы и США. Под энергоемкостью понимается величина расходования энергоресурсов на единицу произведенной продукции. В связи с этим было объявлено о намерении снизить к 2020 году энергоёмкость России на 40% по отношению к 2007 году [1-3].

Россия является одной из лидирующих стран по объему добычи и транспортировки нефти. Основным видом транспорта добытой нефти (более 90 %) является трубопроводный способ.

В магистральном транспорте нефти в качестве привода насосов обычно применяются электродвигатели, однако при больших мощностях может применяться газотурбинный привод. Такое техническое решение реализовано на одной из нефтеперекачивающих станций (НПС) нефтепровода «Тенгиз-Новороссийск». Экономическая целесообразность применения газотурбинного привода обусловлена доступностью природного газа, подаваемого на НПС из газопровода ПАО «Газпром».

В ПАО «Газпром» в эксплуатации находят-

ся более 3500 газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом, при этом к компании накоплен большой опыт по реализации энергосберегающих мероприятий. В корпоративных стандартах [4, 5] приводятся методики по оценке энергоэффективности газотурбинного привода и типовые энергосберегающие мероприятия. В работах [6-9] рассматриваются методы и модели для расчета энергосберегающих режимов работы газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом.

Режимы магистрального транспорта нефти непостоянны и имеют колебания параметров технологических режимов. В связи с этим, нефтеперекачивающие агрегаты переходят в неоптимальный режим работы, при этом ухудшаются их энергетические характеристики. Для согласования напорных характеристик нефтеперекачивающих агрегатов с характеристикой нефтепровода на насосных перекачивающих станциях устанавливают разнотишные агрегаты. В этих условиях актуализируется задача оптимизации режимов работы турбонасосов, работающих по схеме в «параллель».

Целью данной работы являлась разработка методики, позволяющей определять оптимальные режимы работы центробежных насосов с различной единичной мощностью газотурбинного привода, работающих в группе по схеме в «параллель» на примере одной из НПС нефте-

\*E-mail: [svkitaev@mail.ru](mailto:svkitaev@mail.ru)

<http://dx.doi.org/10.5510/OGP20200100422>

провода «Тенгиз-Новороссийск».

На НПС установлено следующее технологическое оборудование: магистральные насосы марки 12x20-BFD/2ST (Nuovo-Pignone) номинальной производительностью 2157 м<sup>3</sup>/час и напором 585 м в количестве трех единиц (насосы А, В, С на рис.1).

Технологическая схема предусматривает включение насосов по схеме в «параллель» для обеспечения технологических режимов работы нефтепровода (рис.1).

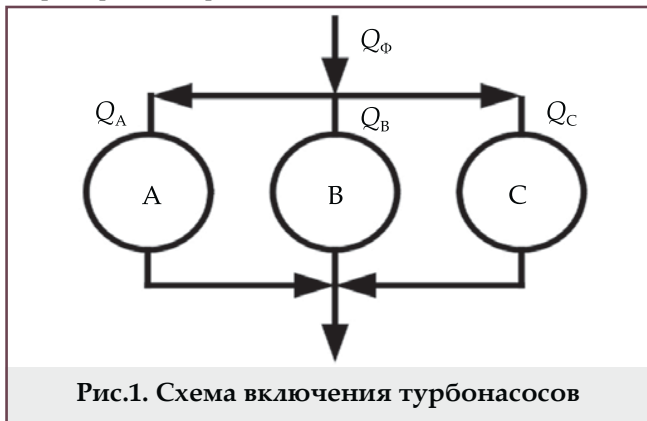


Рис.1. Схема включения турбонасосов

Приводом для центробежных насосов служат двухвальные газотурбинные установки (ГТУ) марки SGT-100E-2S «Turphoon» производства «Siemens» номинальной мощностью 4.8 МВт (насос А) и 5.5 МВт (насосы В, С).

Приведенные характеристики всех двухвалных ГТУ обобщены, т.е. представлены в относительной форме – в виде зависимости параметров, отнесенных к номинальным значениям [10].

Относительный приведенный эффективный коэффициент полезного действия (КПД) ГТУ определяется по формуле [10]:

$$\bar{\eta}_{e(np)} = \frac{\bar{N}_{e(np)}}{1 - 0.75(1 - \bar{N}_{e(np)})} \quad (1)$$

где  $\bar{N}_{e(np)}$  – приведенная относительная мощность.

Относительный приведенный расход топливного газа определяется по формуле [10]:

$$\bar{G}_{ГТ(np)} = \frac{G_{ГТ}}{G_{ГТ0}} \sqrt{\frac{T_{ВХ0}}{T_{ВХ}}} \frac{p_{a0}}{p_a} \frac{Q_{p0}}{Q_p} \quad (2)$$

где  $G_{ГТ0}$  и  $G_{ГТ}$  – номинальный и фактический расход топливного газа, м<sup>3</sup>/час;

$Q_{p0}$  и  $Q_p$  – номинальная и фактическая теплота сгорания, МДж/м<sup>3</sup>,

или по другой формуле выраженной через приведенную относительную мощность [10]:

$$\bar{G}_{ГТ(np)} = 1 - 0.75(1 - \bar{N}_{e(np)}) \quad (3)$$

Приведенная относительная мощность определяется по следующей формуле [10]:

$$\bar{N}_{e(np)} = \frac{N_e}{N_{e0}} \sqrt{\frac{T_{a0}}{T_a}} \frac{p_{a0}}{p_a} \quad (4)$$

где  $N_{e0}$  и  $N_e$  – номинальная и фактическая мощности ГТУ, кВт;

$T_{a0}$  и  $T_a$  – номинальная и фактическая температуры наружного воздуха, °С;

$p_{a0}$  и  $p_a$  – номинальное и фактическое атмосферные давления, МПа.

На рисунке 2 приведены зависимости выходной мощности ГТУ от эффективного КПД, полученные с применением формулы (1).

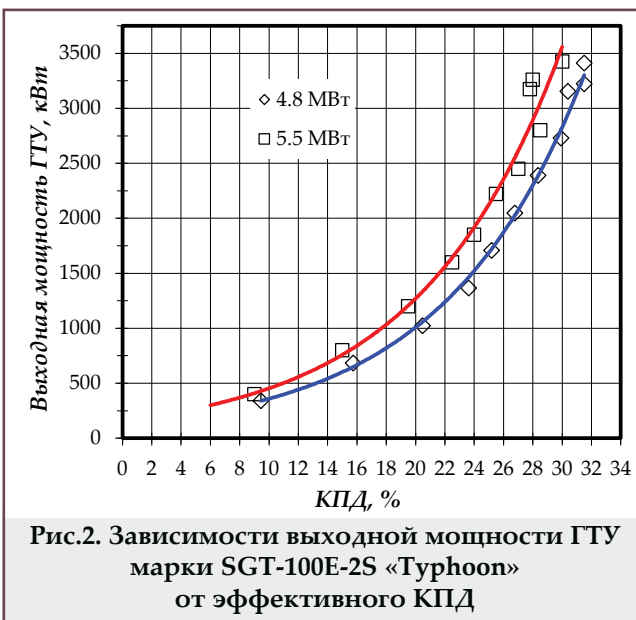


Рис.2. Зависимости выходной мощности ГТУ марки SGT-100E-2S «Turphoon» от эффективного КПД

На рисунке 3 приведены характеристики насоса типа 12x20-BFD/2ST при фактической плотности нефти.

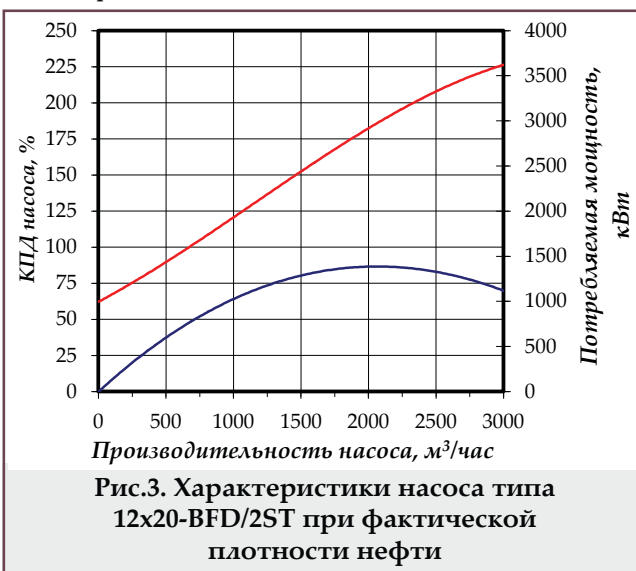


Рис.3. Характеристики насоса типа 12x20-BFD/2ST при фактической плотности нефти

С учетом того, что насос и привод (газотурбинная установка) представляют собой единый агрегат (жестко связаны приводным валом), характеристики приведенные на рисунках 2 и 3 были совмещены по осям координат эффективной (выходной) мощности ГТУ и потребляемой мощности насосом. Полученные совмещенные характеристики ГТУ и насоса приведены на рисунке 4.

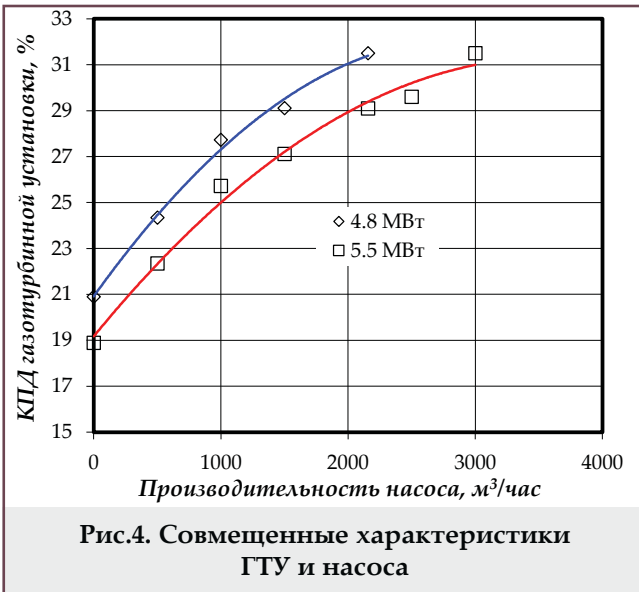


Рис.4. Совмещенные характеристики ГТУ и насоса

Зависимость относительного расхода топливного газа от эффективной мощности (3) линейная, следовательно, имеется возможность регулирования режима работы насоса в зависимости от требуемой производительности нефтепровода изменением частоты вращения силового вала ГТУ при сохранении энергетической эффективности установки.

Если для каждого агрегата известна зависимость вида  $\eta_e=f(Q)$ , тогда задача сведётся к нахождению максимума целевой функции:

$$\sum_{i=1}^n \eta_{ei} = \sum_{i=1}^n f(Q_i), (i=1...n) \quad (5)$$

где  $\eta_{ei}$  – эффективный КПД привода, %;  
 $Q_i$  – производительность насоса, м³/час.

Подобная задача решалась авторами в работе [11] при решении задачи выбора рациональных режимов работы разнотипных газоперекачивающих агрегатов, работающих по схеме в параллель на компрессорной станции ПАО «Газпром».

Зависимость вида  $\eta_{ei}=f(Q_i)$  может быть получена путем совмещения характеристик  $\eta_{ei}=f(N_i)$  для привода и  $N_i=f(Q_i)$  для насоса, где  $N_i$  – потребляемая насосом мощность.

Проведенный сравнительный анализ совмещенных характеристик, показал, что наиболее адекватно искомую зависимость  $\eta_e=f(Q)$  удастся описать функцией вида:

$$\eta_e = a - b \exp(-\alpha Q) \quad (6)$$

где  $a, b, \alpha$  – эмпирические коэффициенты.

В качестве критерия адекватности расчетных и экспериментальных данных использовалась величина минимума дисперсии адекватности.

Численный анализ параметров работы турбокомпрессоров показал, что минимум дисперсии достигается именно при использовании зависимости (6).

Поскольку в группе параллельно работающих агрегатов в общем случае может находиться  $n$  насосов, то выражение (6) будем рассматривать в

виде суммы:

$$\sum_{i=1}^n \eta_{ei} = \sum_{i=1}^n (a_i - b_i \exp(-\alpha_i Q_i)) \quad (7)$$

Очевидно, что левая часть уравнения (7) будет достигать наибольшего значения, когда величина:

$$\sum_{i=1}^n b_i \exp(-\alpha_i Q_i) \quad (8)$$

будет минимальной. В таком случае поставленная выше задача оптимизации работы группы параллельно работающих насосов сведется к нахождению минимума целевой функции:

$$\varphi(Q_1, Q_2, \dots, Q_n) = \sum_{i=1}^n b_i \exp(-\alpha_i Q_i) \quad (9)$$

где  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$  – подача каждого из насосов в группе, м³/час.

Произведем замену переменных, обозначив  $\exp(-\alpha_i Q_i) = z_i$ , тогда выражение (9) примет следующий вид:

$$\varphi(Q_1, Q_2, \dots, Q_n) = \sum_{i=1}^n b_i \cdot z_i \quad (10)$$

Все условия и ограничения, определяющие целевую функцию, выполняются. Кроме того, в соответствии с поставленными условиями известна общая суммарная подача всех насосов в группе:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = Q_\Phi \quad (11)$$

Используя произведенную замену переменных, можно записать  $\ln z_i = -\alpha_i Q_i$ . В таком случае, получим:

$$-Q_\Phi = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i} \ln z_i \quad (12)$$

Это равносильно равенству:

$$-Q_\Phi = \ln \prod_{i=1}^n z_i^{\frac{1}{\alpha_i}} \quad (13)$$

где

$$\prod_{i=1}^n z_i^{\frac{1}{\alpha_i}} = z_1^{\frac{1}{\alpha_1}} \cdot z_2^{\frac{1}{\alpha_2}} \cdot \dots \cdot z_n^{\frac{1}{\alpha_n}}$$

В обозначениях целевой функции (9) выражение (13) примет вид:

$$\prod_{i=1}^n z_i^{\frac{1}{\alpha_i}} = \exp(-Q_\Phi) = \text{const} = A \quad (14)$$

Тогда в соответствии с определением глобального минимума для позиномов минимум целевой функции (15) определится как:

$$\mu = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i} (\exp(-Q_\Phi) \cdot \prod_{i=1}^n (b_i \cdot \alpha_i)^{\frac{1}{\alpha_i}})^{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i}}} \quad (15)$$

В таком случае оптимальная подача каждого из нагнетателей в группе параллельно работающих (с точки зрения максимального суммарного КПД) определится как

$$z_i = \frac{1}{\alpha_i b_i} (\exp(-Q_\Phi) \cdot \prod_{i=1}^n (b_i \cdot \alpha_i)^{\frac{1}{\alpha_i}})^{\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i}}} \quad (16)$$

Таблица Эмпирические коэффициенты для газотурбинной установки марки SGT-100E-2S «Turphoon» мощностью 4.8 и 5.5 МВт		
Коэффициенты	Номер агрегата/мощность	
	А / 4.8МВт	В(С) / 5.5МВт
$a$	46	44
$b$	25	25
$\alpha$	1.0	0.87

Учитывая произведенную выше замену переменных, окончательно получим:

$$Q_i = \frac{\ln(\alpha_i b_i)}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_i \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i}} \cdot \left( Q_\Phi - \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i} \ln(\alpha_i b_i) \right) \quad (17)$$

Полученная зависимость (17) позволяет рассчитывать оптимальную подачу каждого из насосов в группе, если известен общий расход нефти в нефтепроводе.

В таблице 1 приведены эмпирические коэффициенты, полученные путем аппроксимации характеристик (рис.5).

В качестве примера произведем расчет режима работы 2-х магистральных турбонасосов мощностью 4.8 и 5.5 МВт, работающих по схеме в «параллель», по фактическим данным. Расход нефти через группу насосов составлял  $Q_\Phi = 3567$  м<sup>3</sup>/час. Произведя расчеты (17)

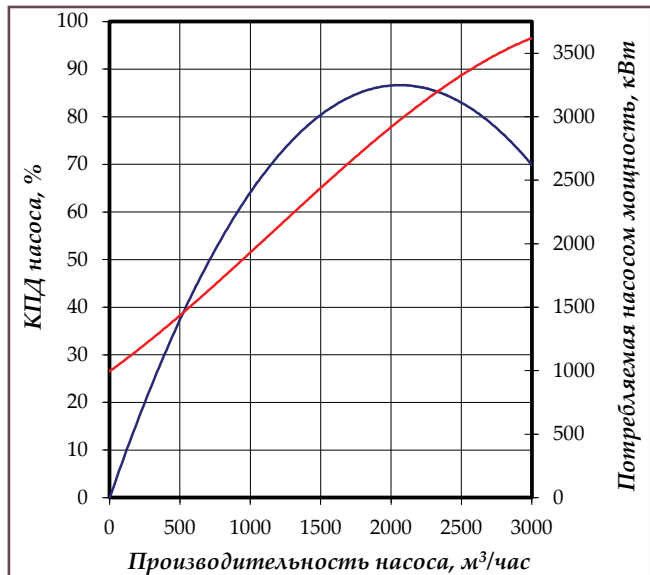


Рис.5. Аппроксимация характеристик

получим:  $Q_A = 1927$  м<sup>3</sup>/час,  $Q_B = 1640$  м<sup>3</sup>/час. При полученных расходах, КПД привода составят следующие значения:  $\eta_A = 31.4\%$ ,  $\eta_B = 27.2\%$ .

Оценим величину изменения КПД после оптимизации, получим:

$$\Delta\eta = (31.4 + 27.2) - 29.7 + 28.4 = 0.5\%$$

что соответствует экономии топливного газа в объеме 97 тыс. м<sup>3</sup>/год.

## Выводы

В статье рассмотрены режимы работы одной из НПС нефтепровода «Тенгиз-Новороссийск», на которой установлены насосы с газотурбинным приводом различной единичной мощности.

Показано, что при оптимизации режима работы разнотипных турбонасосов, работающих по схеме в «параллель» из условия работы привода и насосов в области максимального КПД, может быть снижен удельный расход топливного газа.

Предложена методика оптимизации режимов работы турбонасосов, с различной единичной мощностью, включенных по схеме в «параллель». На примере приведен прогнозный расчет одного из режимов, при котором за счет перераспределения нагрузок увеличение КПД составило 0.5%, потенциал экономии топливного газа составил около 97 тыс. м<sup>3</sup>/год.

## Литература

1. Указ Президента РФ от 4 июня 2008 года №889 «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности Российской экономики».
2. Федеральный закон от 23 ноября 2009 года №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».
3. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена Распоряжением правительства от 13 ноября 2009 года №1715-Р.
4. СТО Газпром 2-1.20-122-2007. (2007). Методика проведения энергоаудита компрессорной станции, компрессорных цехов с газотурбинными и электроприводными ГПА. Москва: ВНИИГаз. 115.

## References

1. Decree of the President of the Russian Federation of June 4, 2008, No. 889 «On Some Measures to Enhance the Energy and Ecological Efficiency of the Russian Economy».
2. Federal Law of November 23, 2009 № 261 «On Energy Saving and on Increasing Energy Efficiency and on Amending Certain Legislative Acts of the Russian Federation».
3. Energy strategy of Russia for the period until 2030. Approved by Government Order No. 1715-R of November 13, 2009.
4. STO Gazprom 2-1.20-122-2007. (2007). Technique of energy audit of the compressor station, compressor shops with gas turbine and electric drive GPA. Moscow: VNIIGaz.

5. СТО Газпром 2-3.5-113-2007. (2007). Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем. Москва: ВНИИГаз.

6. Козаченко, А.Н. (2001). Энергетика трубопроводного транспорта газов. Москва: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина.

7. Поршаков, В.П. (1992). Повышение эффективности эксплуатации энергопривода компрессорных станций. Москва: Недра.

8. Юкин, Г.А. (2003). Диагностирование, оперативный контроль и оптимизация режимов работы ГПА. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Уфа: УГНТУ.

9. Байков, И.Р., Китаев, С.В., Талхин, С.Р. (2007). Эксплуатация энергомеханического оборудования в современных условиях. Нефтегазовое дело, 5(1), 159-162.

10. Волков, М.М., Михеев, А.Л., Конев, К.А. (1989). Справочник работника газовой промышленности.-2-е изд., перераб. и доп. Москва: Недра.

11. Байков, И.Р., Китаев, С.В., Шаммазов, И.А. (2008). Методы повышения энергетической эффективности трубопроводного транспорта природного газа. Санкт-Петербург: Недра.

5. STO Gazprom 2-3.5-113-2007. (2007). Methodology for assessing the energy efficiency of gas transportation facilities and systems. Moscow: VNIIGaz.

6. Kozachenko, A.N. (2001). Power transmission pipeline transport of gases. Moscow: GUP Publishing house «Oil and Gas» of the Gubkin Russian State University of Oil and Gas.

7. Porshakov, V.P. (1992). Increase of efficiency of operation of the power drive of compressor stations. Moscow: Nedra.

8. Yukin, G.A. (2003). Diagnostics, operational control and optimization of gas turbine engine operation modes. PhD dissertation. Ufa: USPTU.

9. Bajkov, I.R., Kitaev, S.V., Talxin, S.R. (2007). Operation of energy-mechanical equipment in modern conditions. Oil and Gas Business, 5(1), 159-162.

10. Volkov, M.M., Mixeev, A.L., Konev, K.A. (1989). Reference book of a worker in the gas industry.-2 nd ed. Moscow: Nedra.

11. Bajkov, I.R., Kitaev, S.V., Shammazov, I.A. (2008). Methods for improving the energy efficiency of natural gas pipelines. Sankt-Peterburg: Nedra.

### **Энергосбережение при перекачке нефти насосами с газотурбинным приводом**

**И.Р.Байков, С.В.Китаев, О.В.Смородова, А.М.Шаммазов**  
Уфимский государственный нефтяной технический университет, Уфа, Россия

#### **Реферат**

В статье предложен метод, позволяющий рассчитывать оптимальные режимы работы центробежных насосов с газотурбинным приводом различной единичной мощности, при их работе по схеме в «параллель» в магистральном транспорте нефти, из условия работы оборудования в области максимального значения КПД.

**Ключевые слова:** оптимизация; центробежный насос; газотурбинная установка; эффективность; коэффициент полезного действия.

### **Neftin qaz turbin intiqallı nasoslarla nəqli zamanı enerjİYə qənaət**

**İ.R.Baykov, S.V.Kitayev, O.V.Smorodova, A.M.Şammazov**  
Ufa Dövlət Neft Texniki Universiteti, Ufa, Rusiya

#### **Xülasə**

Məqalədə neftin nəqli magistarında «paralel» sxem üzrə işləyən (avadanlığın faydalı iş əmsalının maksimal qiyməti sahəsində işləməsi şərtilə) vahid gücü müxtəlif olan qaz turbin intiqallı mərkəzdənqaçma nasosların optimal iş rejimlərini hesablamağa imkan verən üsul təklif edilir.

**Açar sözlər:** optimallaşdırma; mərkəzdənqaçma nasos; qazturbin qurğusu; səmərəliliyik; faydalı iş əmsalı.