

УДК 62-52-83:656.56

О.В. Крюков

АНАЛИТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ТРАНСПОРТА ГАЗА

АО «Гипрогазцентр»

Рассмотрены аналитические модели энергоэффективного транспорта природного газа по магистральным газопроводам. Предложена схема и современные технические средства оптимизации затрат на транспорт газа и алгоритмы управления технологическими установками компрессорных станций и линейных участков газотранспортных систем.

Ключевые слова: Энергоэффективность, магистральные газопроводы, электроприводные компрессорные станции, оптимальные модели технологических участков.

Введение

В последние годы в топливно-энергетическом комплексе и, в частности, в газовой промышленности сложилась ситуация, выдвинувшая проблему энергосбережения на первый план [1-3]. Это связано с тем, что развитие энергетических отраслей промышленности в прошлом столетии осуществлялось форсированными темпами. Ежегодно вводилось в действие более 10 тыс. км магистральных газопроводов (МГ) и компрессорных станций (КС) мощностью 2,0 млн кВт с приростом добычи более 50 млрд м³.

Такие успехи в развитии газовой промышленности в значительной мере были обусловлены тем, что в стране был создан необходимый научно-производственный потенциал, мощная база строительной индустрии, высокими темпами велась разведка запасов природного газа. Широкомасштабная газификация народного хозяйства резко повысила производительность труда во многих отраслях промышленности, благодаря чему были обеспечены высокие темпы экономического роста [4, 5].

Однако в период интенсивного развития газовой промышленности появился целый ряд негативных факторов. В частности, можно отметить повышенную энергоемкость существующих газопроводов, сложившуюся в результате выбора их проектных параметров при чрезвычайно низких ценах на энергоресурсы и дефиците труб. Вследствие этого проектная удельная энергоемкость российских газопроводов, отнесенная к объему товарно-транспортной работы, примерно на 50–70% выше, чем западных газопроводов [6, 7].

В условиях отставания отечественного компрессоростроительного комплекса приходилось устанавливать на КС газоперекачивающие агрегаты (ГПА) с более низким КПД по сравнению с зарубежными аналогами. Существующий парк ГПА имеет средний КПД 28 % (тогда как современные агрегаты имеют КПД на уровне 36 %), что обуславливает перерасход топливного газа на 15-20 %. Однако удельный расход топливно-энергетических ресурсов, включая газ, на привод ГПА в течение многих лет снижается в связи с вынужденной разгрузкой газотранспортной сети (после 1991 г. поступление газа и загрузка газопроводов постоянно снижаются [8, 9]). Снижение нагрузки позволяет снизить удельные энергозатраты на 20 %, что свидетельствует об имеющихся резервах снижения энергозатрат на работу ГПА как основных потребителей энергоресурсов единой газотранспортной системой (ЕГС).

Газопроводы, вводимые в эксплуатацию в период интенсифицированной перекачки газа, часто не были оснащены системами телемеханики, а из-за возникшего дефицита запорной арматуры ее установка велась с увеличенным шагом, из-за чего в настоящее время при проведении ремонтных работ приходится стравливать огромное количество газа в атмосферу. В то же время на зарубежных станциях при проведении ремонтных работ весь газ по-

стует в специальные емкости, откуда в дальнейшем отбирается на нужды станции или направляется потребителям [10, 11].

Кроме того, из-за отсутствия современной системы учета и контроля газа, а также из-за использования морально и физически устаревшего оборудования на большинстве КС имеются потери природного газа [12, 13]. Причем, начиная с 1990 г. они непрерывно растут. Постоянный рост потерь природного газа при перекачке связан со значительным износом трубопроводного и перекачивающего оборудования. Большая доля потерь природного газа приходится на коммерческие потери, которые в газовых хозяйствах определяются исходя из относительной погрешности приборов учета 2,5–5 % (при мировой практике 0,25 %). Так, плановые потери газа по газовому хозяйству ОАО «Газпром» составляют 370 млн м³/год.

Кризисная ситуация в экономике страны также оказала негативное влияние на развитие и функционирование ТЭК и газовой промышленности. Прежде всего, следует отметить уменьшение добычи угля и нефти и повышение в 1,5–3,0 раза их цены по сравнению с природным газом. Это не только не стимулировало сбережение газа, но сделало его более предпочтительным для потребителей по сравнению с другими видами топлива. В результате доля природного газа среди первичных энергоносителей возросла за последние 10 лет с 42 до 50 % и более.

Из-за нехватки финансовых средств на ремонт и реконструкцию возрастает старение и износ основных производственных фондов, ухудшается техническое состояние газоперекачивающего парка и линейной части магистральных газопроводов. На настоящий момент состояние объектов газификации характеризуют следующие данные [14, 15]:

- более 30 % газопроводов высокого, среднего и низкого давления находятся в эксплуатации более 30 лет и требуют обследования и реконструкции;
- большая часть узлов учета газа оборудована морально и физически устаревшей техникой, погрешности которой до 5 % превышают нормативные;
- около 20 % газоиспользующего оборудования выработало установленный заводом-изготовителем ресурс;
- основная часть газорегуляторных пунктов выработала 20 лет без замены оборудования;
- износ основных фондов предприятий газового хозяйства России составляет более 50 %.

По этим причинам значительная часть МГ работает с пониженным давлением, а в целом ЕГС России, запроектированная на высокую пропускную способность, оказалась в нерасчетном режиме пониженной загрузки, что приводит к увеличению энергетических затрат и требует проведения специальных мероприятий по снижению энергоемкости транспорта в новых условиях.

Из года в год возрастает необходимость ввода в действие дожимных КС, так как участки МГ работают с пониженным давлением, из-за чего линейные КС функционируют с повышенными затратами мощности. Этот факт требует разработки и внедрения автоматизированной электронной системы, позволяющей производить оптимальную загрузку всех КС, участвующих в перекачке газа на определенной магистрали. Кроме того, значительная часть газа расходуется ГПА на дожимных КС, поэтому основные усилия по энергосбережению должны быть направлены на газосбережение именно на самих станциях. Это возможно за счет повышения эффективности их работы.

За последние годы прошлого века значительно снизилась добыча газа, что связано с падением добычи газа на большинстве имеющихся месторождений. Поиск, разработка и ввод новых месторождений, расположенных в неосвоенных районах со сложными природно-климатическими условиями и слабо развитой инфраструктурой, требует огромных финансовых затрат и связан с ростом себестоимости добычи и транспортировки газа.

Поэтому основными направлениями энергосбережения, необходимыми для успешного развития системы газоснабжения России, являются [16–19]:

- экономия ресурсов газа для его использования на собственные нужды станции или для подачи потребителям;
- повышение эффективности работы существующего парка ГПА за счет поиска и устранения мест неэффективного использования газа;
- снижение эксплуатационных издержек за счет оптимизации режимов работы основного и вспомогательного оборудования КС;
- совершенствование системы учета и контроля газа в газовом хозяйстве, приведение ее к международным стандартам;
- постепенная замена устаревшего оборудования на современное высокотехнологичное, имеющее высокий КПД и малое потребление энергоносителей;
- снижение выбросов тепличных газов и вредных веществ в атмосферу.

Первые три направления из перечисленных могут быть реализованы с минимальными инвестиционными затратами путем системной оптимизации энергопотребления всех технологических агрегатов КС [20–23].

Системный анализ функционирования агрегатов КС

Как известно, технология компримирования природного газа на КС МГ состоит из термодинамических процессов сжатия, расширения и охлаждения. При этом термодинамическая эффективность этих процессов всецело зависит от правильного выбора промежуточных параметров (оптимального давления и температуры газа) на выходе каждой ступени сжатия компрессора и в каждой последовательно расположенной КС.

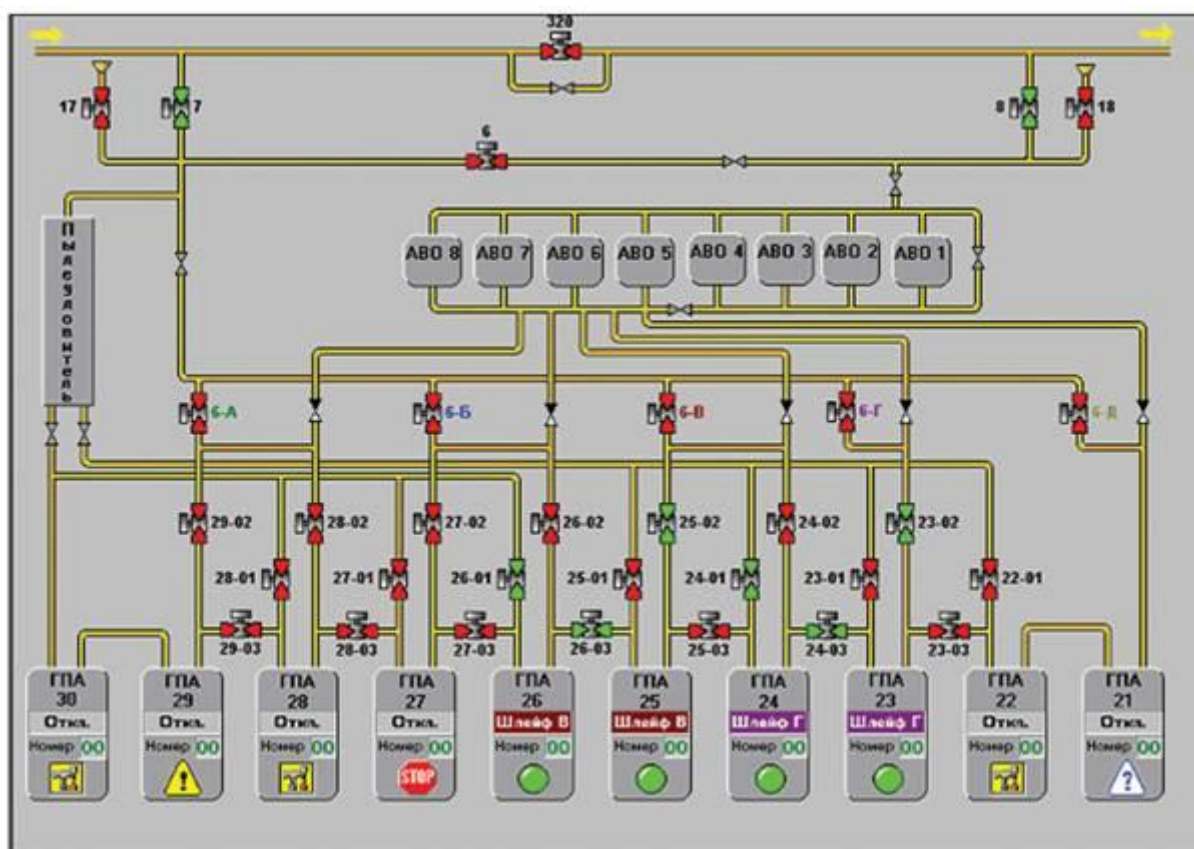


Рис. 1. Функциональная схема агрегатов КС

Очевидно, что для любого центробежного нагнетателя и осевого компрессора, работающих на одну и ту же магистральную нитку, выбор оптимальных термодинамических параметров компримирования имеет свою специфику и особенности. Поэтому структурно-

параметрическая оптимизация параметров давления и температуры газа в рамках КС (рис. 1) может быть достигнута реализацией следующих мероприятий [22]:

1. Математическая обработка статистических данных КС по параметрам и объемам перекачиваемого газа и энергетическим показателям оборудования;
2. Проведение экспериментальных измерений и технологических испытаний нагнетателей природного газа с целью получения их фактических рабочих и энергетических характеристик;
3. Проведение экспериментальных измерений и технологических испытаний теплообменных аппаратов воздушного охлаждения газа для анализа их фактических технических и энергетических характеристик;
4. Анализ обследованных линейных участков трубопроводов с целью получения их эксплуатационных характеристик во всех возможных режимах работы МГ;
5. Формализация работы локальных участков МГ с КС и адаптация к ним математических моделей отдельных элементов системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам;
6. Структурно-параметрический синтез и декомпозиция агрегатов участка МГ, группы ГПА, АВО газа в единую оптимизационную модель теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа;
7. Разработка алгоритмического и программного обеспечения для компьютерного исследования функционирования КС и ЛПУ МГ и оптимизации параметров компримируемого газа;
8. Исследование энергетической эффективности перспективных технологий, направленных на регулирование режимов работы КС и рационального выбора технических средств для их реализации.

Так, экспериментальные исследования, проведенные на КС «Сеченовская» ООО «Газпром трансгаз Нижний Новгород» МГ «Ямбург – Елец 2» (по ЭГПА №2) показали (рис. 2–7), что кратность диапазона реального изменения параметров перекачки природного газа достигает 5–6. Причем анализ фактического функционирования КС выявил неэкономичные режимы работы технологического оборудования, обусловленные наличием объективных и субъективных факторов.

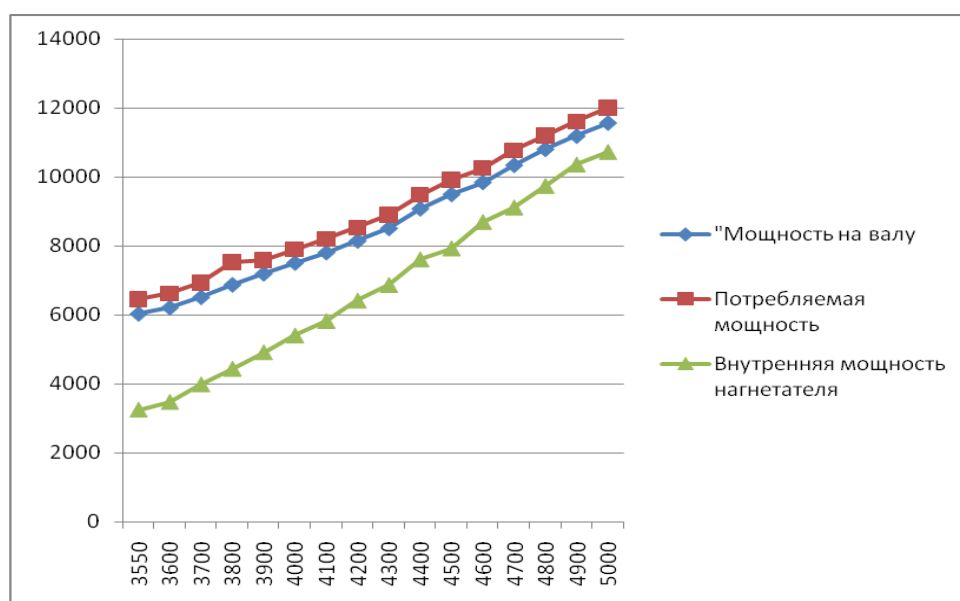


Рис. 2. Зависимости мощности на валу двигателя, потребляемой мощности и внутренней мощности нагнетателя от частоты вращения двигателя

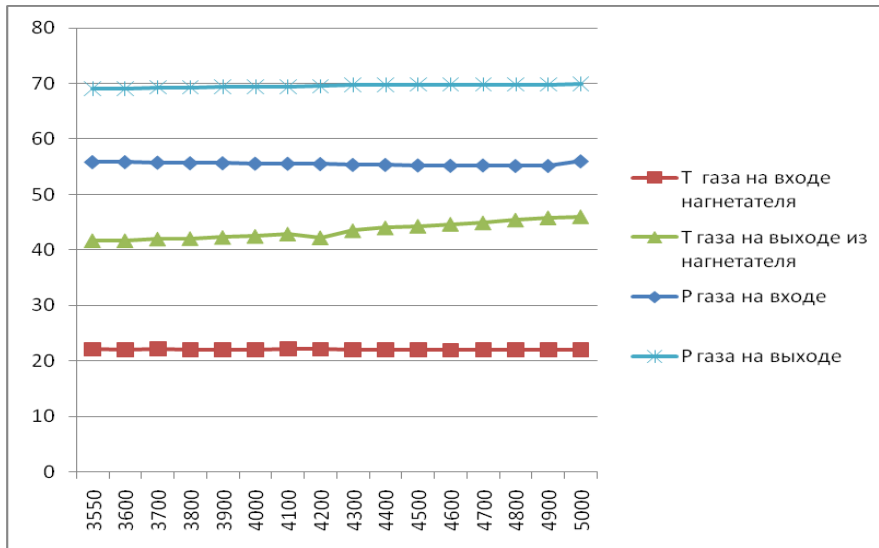


Рис. 3. Зависимости температуры газа на входе и выходе из нагнетателя, давления газа на входе и выходе из нагнетателя от частоты вращения двигателя

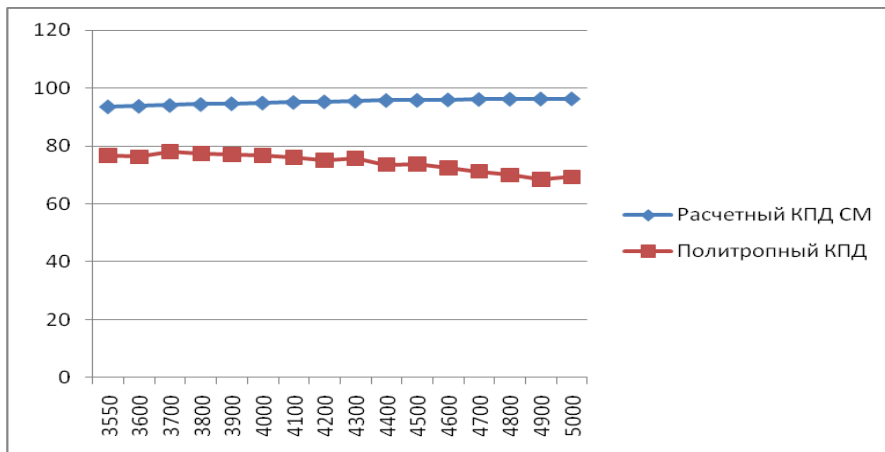


Рис. 4. Зависимость КПД приводного двигателя ГПА от частоты его вращения

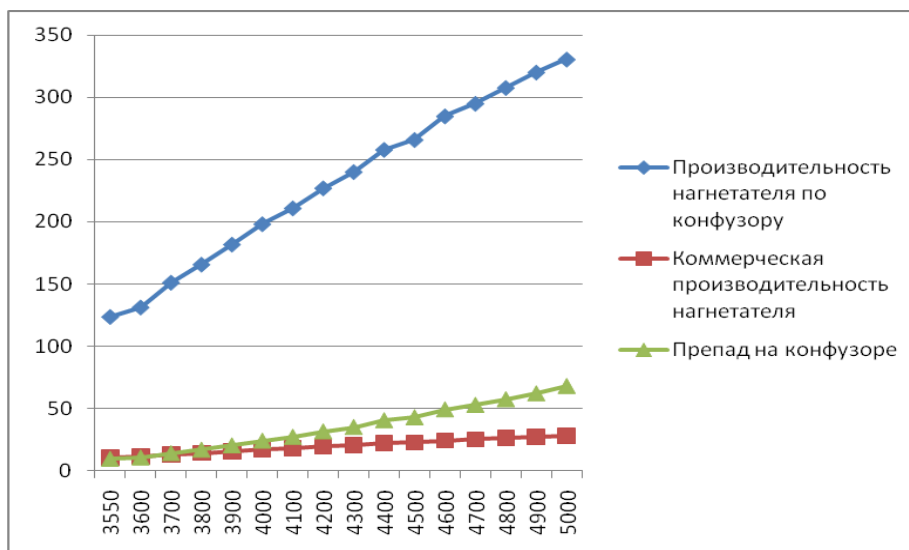


Рис. 5. Зависимости производительности нагнетателя по конфузору, коммерческой производительности и перепада на конфузоре от частоты вращения двигателя

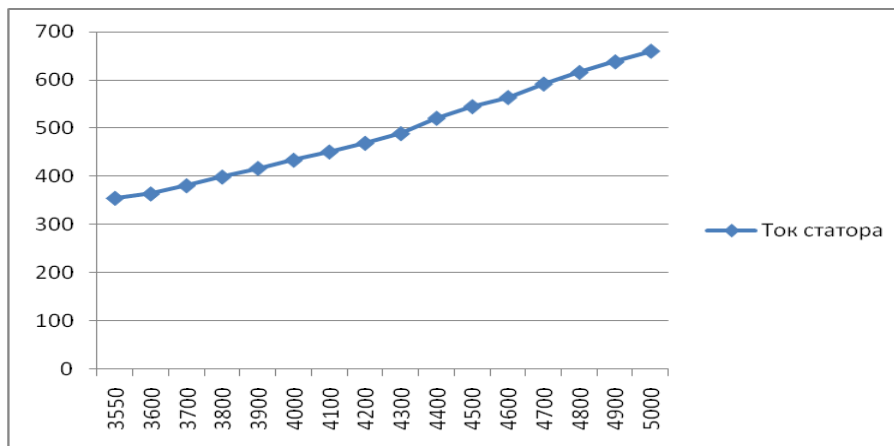


Рис. 6. Зависимость тока статора приводного двигателя от частоты вращения ГПА

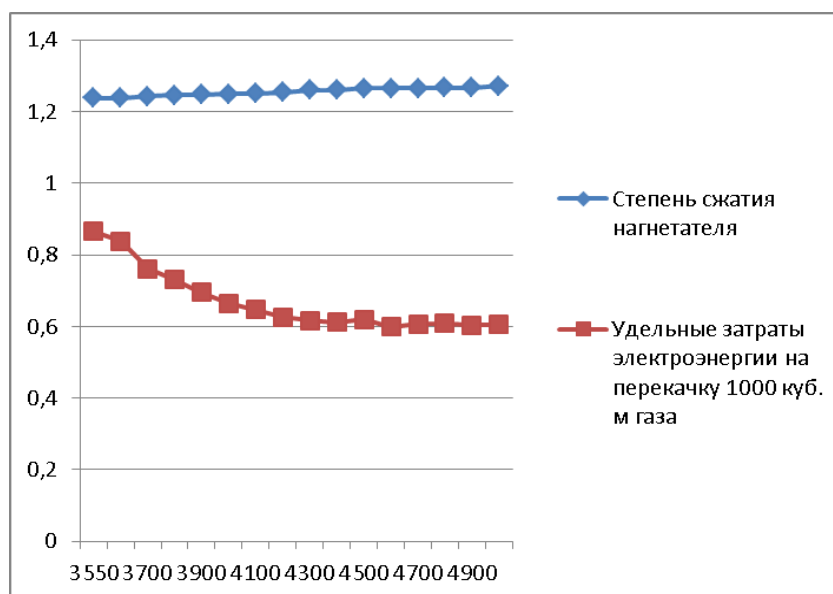


Рис. 7. Зависимость степени сжатия нагнетателя и удельных затрат электроэнергии на перекачку 1000 куб. м газа от частоты вращения двигателя

Главная причина такого положения заключается в том, что на практике в процессе эксплуатации МГ температура и давление природного газа на выходе КС выбираются диспетчерами не системно, без достаточного технико-экономического обоснования, а на основе имеющегося у них опыта и интуиции. Кроме того, нередко операторы не могут выставить требуемые параметры транспорта газа из-за отсутствия возможности их регулирования. Это возникает, например, из-за ограниченной мощности установок охлаждения газа в период летнего максимума температур воздуха, отсутствия средств регулирования скорости нагнетателей или существенного различия характеристик параллельно работающих ЭГПА.

Всесторонний анализ приведенных данных и аналогичных результатов по другим МГ, КС и отдельным ЛПУ показал необходимость комплексного использования методов системного анализа, математического моделирования и оптимизационного поиска решения системного управления в технологиях сжатия, охлаждения и транспорта газа по трубопроводам.

Математическое моделирование работы агрегатов КС

На рис. 8 представлена функциональная схема, формализующая технологические процессы сжатия с нагреванием входящего газа (нагнетатели), охлаждения его после компримирования (АВО газа) и транспорта его по выходному участку газопровода. Рассмотрим особенности математического описания данных объектов.

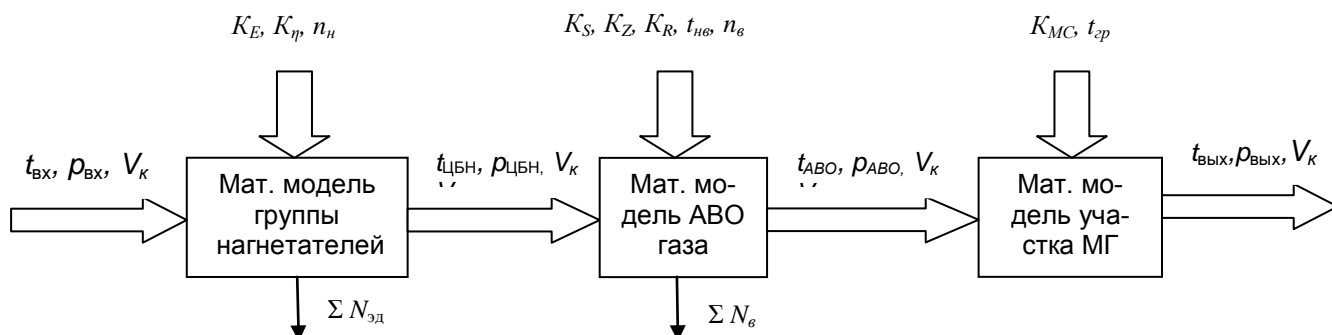


Рис. 8. Схема формализации взаимодействия агрегатов КС:

t_i, p_i – значения температуры и давления природного газа на входе/выходе агрегатов;
 V_k – коммерческий расход природного газа; n_n – частота вращения вала нагнетателя;
 K_E, K_η – коэффициенты приведения паспортных характеристик степени сжатия и политропного КПД к реальным условиям; $\Sigma N_{эд}, \Sigma N_g$ – соответственно суммарные мощности приводов нагнетателей и вентиляторов АВО газа; $t_{нв}, t_{гр}$ – соответственно температуры наружного воздуха и грунта; n_g – количество включенных вентиляторов; K_S, K_Z, K_R – коэффициенты, учитывающие степень загрязнения АВО с оребренной и с внутренней поверхности, а также техническое состояние уплотнений;
 $K_{МС}$ – коэффициент местного сопротивления трубопровода

Математическая модель группы центробежных нагнетателей, как правило, строится по принципам идентификации и аппроксимации их фактических характеристик. При этом учитываются различные способы регулирования их производительности (дросселирование, байпасирование, изменение скорости вращения вала) и схемы группового включения на параллельную, последовательную и каскадную структуру работы.

Для определения выходной степени сжатия E_n и политропного КПД η_n всех ЦБН в функции приведенной объемной производительности нагнетателей $V_{пр}$ соответствующие паспортные характеристики аппроксимируются квадратичными уравнениями:

$$\begin{aligned} E_n &= A_0 + A_1 V_{пр} + A_2 V_{пр}^2, \\ \eta_n &= B_0 + B_1 V_{пр} + B_2 V_{пр}^2. \end{aligned} \tag{1}$$

Зависимость степени сжатия при фиксированной приведенной производительности от частоты вращения вала определяется выражением

$$E_{пр}^n = \left[1 + \bar{n}_{пр}^2 \left(E_n^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \cdot \frac{1}{\eta_n} - 1 \right) \right]. \tag{2}$$

где $\bar{n}_{пр}$ – приведенное отношение частоты вращения ротора нагнетателя; $\kappa/(\kappa-1)$ – показатель изоэнтропы.

Эквидистантное смещение паспортной характеристики вниз в модели ЦБН определяется коэффициентами приведения (K_E, K_η), которые отражают техническое состояние нагнетателя и определяются экспериментально. Поэтому реальная рабочая (фактическая) точка нагнетателя определяется параметрами:

$$\begin{aligned} E_{пр}^\phi &= E_{пр} - (1 - K_E) E_{баз}, \\ \eta^\phi &= \eta_n - (1 - K_\eta) \eta_{баз}, \end{aligned} \tag{3}$$

где $E_{баз}$ и $\eta_{баз}$ – базовые (каталожные) значения степени сжатия и КПД соответственно для каждого типа нагнетателя; K_E и K_η – коэффициенты приведения паспортных характеристик $E_n = f(V_{пр})$ и $\eta_n = f(V_{пр})$ соответственно к реальным.

Давление газа на выходе из группы нагнетателей определяется выражением

$$p_{вых}^{ЦБН} = E_{пр}^\phi \cdot p_{вх}^{ЦБН}. \tag{4}$$

Фактическая температура газа на выходе из нагнетателя

$$T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦБН}} = T_{\text{ВХ}}^{\text{ЦБН}} \cdot E_{\text{пр}}^{\frac{\phi^{\kappa-1}}{\kappa} \cdot \frac{1}{\eta^{\phi}}} \quad (5)$$

Внутренняя мощность нагнетателя

$$N_i = 4 \frac{\kappa}{\kappa - 1} Z_{\text{ВХ}} V_{\kappa} (T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЦБН}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ЦБН}}) \quad (6)$$

где $Z_{\text{ВХ}}$ – коэффициент сжимаемости газа по параметрам на входе.

В результате электрическая мощность, затрачиваемая на привод i -го нагнетателя, определяется соотношением

$$N_{\text{эд}} = \frac{(N_i + N_{\text{ВОЗ}} + N_{\text{МЕХ}})}{\eta_{\text{эд}}}, \quad (7)$$

где $N_{\text{ВОЗ}}$, $N_{\text{МЕХ}}$ – соответственно потери мощности на возбуждение и передачи механической мощности от двигателя к нагнетателю; $\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя.

Математическая модель аппаратов воздушного охлаждения газа основана на теоретической зависимости естественной и вынужденной конвекции в трубчатых теплообменных аппаратах. Поскольку в каждом АВО установлено по два вентилятора, то при рассмотрении секции необходимо площадь установки поделить пополам [20]. В результате получаем модель, позволяющую найти температуру газа на выходе АВО при любом сочетании секций с включенными и отключенными вентиляторами,

$$t_{\text{ВЫХ}}^{\text{АВО}} = \frac{n_{\text{ex}}^{2\text{вен}} \cdot t_2^{2\text{вен}} + n_{\text{ex}}^{1\text{вен}} \cdot t_2^{1\text{вен}} + n_{\text{ex}}^{0\text{вен}} \cdot t_2^{0\text{вен}}}{n_{\text{ex}}^{2\text{вен}} + n_{\text{ex}}^{1\text{вен}} + n_{\text{ex}}^{0\text{вен}}}, \quad (8)$$

где $t_2^{2\text{вен}}$, $t_2^{1\text{вен}}$, $t_2^{0\text{вен}}$ – температура газа на выходе из секции, где работает два вентилятора, один вентилятор и вентилятор не работает соответственно; $n_{\text{ex}}^{2\text{вен}}$, $n_{\text{ex}}^{1\text{вен}}$, $n_{\text{ex}}^{0\text{вен}}$ – количество секций АВО, где работают два вентилятора, один вентилятор и вентилятор выключен соответственно.

Давление газа на выходе из АВО составляет

$$p_{\text{ВЫХ}}^{\text{АВО}} = p_{\text{ВХ}}^{\text{АВО}} - \Delta p, \quad (9)$$

где Δp – гидравлическое сопротивление аппарата, состоящее из сопротивления трения, местных сопротивлений и сопротивления на ускорение потока, связанное с изменением плотности среды от входа к выходу.

Мощность, потребляемая электродвигателем вентилятора АВО, составляет

$$N_{\text{ВЫХ}} = \frac{V_{\text{ВОЗ}}^{\phi} \Delta p_{\text{СТ}}}{\eta_{\text{вен}} \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{р}}}, \quad (10)$$

где $V_{\text{ВОЗ}}^{\phi}$ – количество воздуха, перемещаемого вентилятором; $\Delta p_{\text{СТ}}$ – перепад статического давления воздуха; $\eta_{\text{вен}}$, $\eta_{\text{эд}}$, $\eta_{\text{р}}$ – КПД вентилятора (при заданном угле установки лопастей), электродвигателя и редуктора соответственно.

Для расчета теплоотдачи со стороны воздуха при вынужденной конвекции (включен вентилятор АВО) необходимо наиболее полно учитывать особенности теплоотдачи от ребренной поверхности к воздуху в соответствии с выражением

$$\text{Nu}_g = 0,223 \text{Re}_g^{0,65} \cdot \left(\frac{d_{\text{тр}}}{u_p} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{u_p} \right)^{-0,14}, \quad (11)$$

где $d_{\text{тр}}$ – диаметр трубок у основания ребра; u_p – шаг между ребрами; h_p – высота ребер.

Для расчета теплоотдачи от газа к стенкам трубок АВО используется традиционное критериальное уравнение для турбулентного течения газа в трубе, которое адаптировано для реальных процессов охлаждения газа. Так, при расчете количества воздуха, перемещаемого

вентилятором, введен поправочный коэффициент K_R , учитывающий утечки воздуха через щели между секциями

$$V_{\text{воз}}^{\phi} = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_{\text{ст}}^2) v_{\text{в.ср}} K_R, \quad (12)$$

где $d_0, d_{\text{ст}}$ – диаметры обечайки и ступицы вентилятора; $v_{\text{в.ср}}$ – средняя скорость воздуха в сечении входного конфузора.

Для повышения достоверности расчета реальных параметров в уравнение теплопередачи необходимо ввести коэффициент K_S , учитывающий загрязнение межреберного пространства секций АВО

$$Q_2 = \frac{k\theta F}{2} \cdot K_S, \quad (13)$$

где Q_2 – количество теплоты, отведенной от газа; θ – среднелогарифмический температурный напор; F – общая наружная площадь теплообменника с двумя вентиляторами; k – коэффициент теплопередачи, определяемый выражением

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{d_{\text{тр}} - d_{\text{вн}}}{2\lambda_{\text{ст}}} \frac{\varphi \cdot d_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} - \frac{1}{\alpha_{\text{г}}} \frac{\varphi \cdot d_{\text{тр}}}{d_{\text{вн}}} \right) \cdot K_Z, \quad (14)$$

где $d_{\text{тр}}, d_{\text{вн}}$ – диаметры трубок соответственно у основания ребра и внутренний; $\alpha_{\text{в}}, \alpha_{\text{г}}$ – коэффициенты теплоотдачи по воздуху и газу соответственно; $\lambda_{\text{ст}}$ – теплопроводность стенки; φ – коэффициент оребрения; K_Z – поправочный коэффициент, учитывающий внутреннее загрязнение трубок.

Экспериментально установлено, что все перечисленные поправочные коэффициенты принимают следующие значения: $K_R = 1,0 \div 0,6$; $K_S = 1,0 \div 0,55$; $K_Z = 1,0 \div 0,85$. Однако наибольшую сложность вызывает определение коэффициента K_S , который с увеличением загрязнений трубок АВО с воздушной стороны уменьшается из-за снижения разницы между температурами газа и стенки трубок.

Математическая модель участка газопровода между двумя КС основана на методиках аэродинамического и теплового расчета и предназначена для определения падения давления и температуры газа по длине трубопровода.

Как показал анализ сопоставления различных эмпирических выражений с эксплуатационными характеристиками рассматриваемых МГ, наилучшую корреляцию с экспериментальными данными дают результаты расчетов конечной температуры на выходе линейного участка по уравнению

$$t_{\text{вых}}^{\text{ЛУГ}} = t_{\text{гр}} + (t_{\text{вх}} - t_{\text{гр}}) e^{-aL} - \left[D_i \frac{p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}}{a} - \frac{9,81 \cdot \Delta Z}{a C_p} \right] \cdot (1 - e^{-aL}), \quad (15)$$

где $a = \frac{3,14KD}{V_{\text{г}} \rho_{\text{г}} C_p}$ – параметр или критерий Шухова; K – коэффициент теплопередачи; D, L –

наружный диаметр и длина трубопровода соответственно; $V_{\text{г}}$ – объем перекачиваемого газа, C_p – изобарная теплоемкость газа; $\rho_{\text{г}}$ – плотность газа; ΔZ – разность конечной и начальной отметок участка газопровода; $t_{\text{гр}}, t_{\text{вх}}$ – температура грунта газа в начале трубопровода соответственно; $D_i = C_p^{-1} \cdot (0,98 \cdot 10^6 T_{\text{ср}} - 1,5)$ – коэффициент Джоуля-Томпсона; $p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$ – давление в начале и в конце газопровода соответственно.

Давление газа на выходе из линейной части МГ вычисляется по формуле

$$p_{\text{вых}}^{\text{ЛУГ}} = \sqrt{p_{\text{вх}}^2 - \frac{\lambda \Delta Z_{\text{ср}} T_{\text{ср}} L V_k^2}{(105,087 d^{2,5})^2}}, \quad (16)$$

где d – внутренний диаметр газопровода; $p_{\text{вх}}$ – абсолютное давление в начале участка газопровода; Δ – относительная плотность газа по воздуху; $T_{\text{ср}}$ – средняя по длине участка МГ

температура транспортируемого газа; Z_{cp} – средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа; λ – коэффициент гидравлического сопротивления участка МГ, который рассчитывается через произведение экспериментального коэффициента K_{MC} на коэффициент сопротивления трению $\lambda_{тр}$. Для реальных МГ $K_{MC} = 1,25 \div 1,47$, а

$$\lambda_{тр} = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2\kappa_3}{d} \right)^{0,2}, \quad (17)$$

где κ_3 – эквивалентная шероховатость труб, диапазон изменения которой определяется в ходе получения эксплуатационных характеристик каждого из рассматриваемых трубопроводов.

Алгоритм системной оптимизации энергопотребления КС

Полученные математические модели теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам являются центральным звеном процедурного алгоритма (рис. 9) выбора оптимальных параметров энергопотребления на выходе с каждой КС.

Математическое моделирование теплоэнергетической системы сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам относится к задачам нелинейного программирования. Для решения таких задач наиболее подходит усовершенствованный алгоритм прямого поиска возможных направлений, в основе которого лежит метод системной оптимизации, решающий нелинейные задачи без ограничений или с ограничениями типа неравенств.

Основными оптимизируемыми параметрами являются давление и температура газа после АВО на выходе i -й КС. В процессе оптимизации изменение параметров происходит в зависимости от вариаций переменных:

- количества работающих нагнетателей с учетом дискретного или плавного регулирования их скорости вращения;
- фактических величин скорости вращения и момента на валу каждого нагнетателя;
- количества включенных вентиляторов АВО газа с учетом дискретного или плавного регулирования их скорости вращения (синхронно или индивидуально).

Диапазон изменения оптимизируемых параметров может быть ограничен в связи с пропускной способностью МГ и температурными ограничениями. Так, в реальных условиях эксплуатации температура газа на входе в МГ ограничена диапазоном $t_{\min} \leq t_i \leq t_{\max}$, где t_{\min} – минимально-допустимая температура газа по условию недопущения выпадения гидрантов на стенках труб, t_{\max} – минимально допустимая температура газа по условию недопущения повреждения противокоррозионной изоляции трубопровода.

В качестве критерия оптимизации целесообразно использовать показатель минимума расхода электроэнергии во всей теплоэнергетической системе сжатия, охлаждения и передачи газа по трубопроводам.

В результате исследований, например, влияния процесса охлаждения газа на энергетическую эффективность МГ установлено, что:

- снижение температуры газа на выходе КС носит позитивный характер, связанный со снижением аэродинамических потерь давления газа между соседними КС и с уменьшением удельных затрат энергии на компримирование на последующей КС;
- более глубокое охлаждение газа в АВО, достигаемое включением дополнительных вентиляторов, приводит к увеличенному потреблению электроэнергии.

При системном моделировании трех КС с увеличением числа включенных вентиляторов АВО от 0 до 32 на КС-1 снижается температура газа на её выходе, что приводит к повышению давления на входе КС-3. Но энергетический и экономический эффекты от охлаждения газа получаются только в том случае, когда поддерживается постоянное давление на выходе из системы (КС-3). Причем для каждой температуры окружающего воздуха имеется свой минимум потребления электроэнергии, достигая экономии до 2670 МВт·ч в месяц или порядка 4 млн руб.

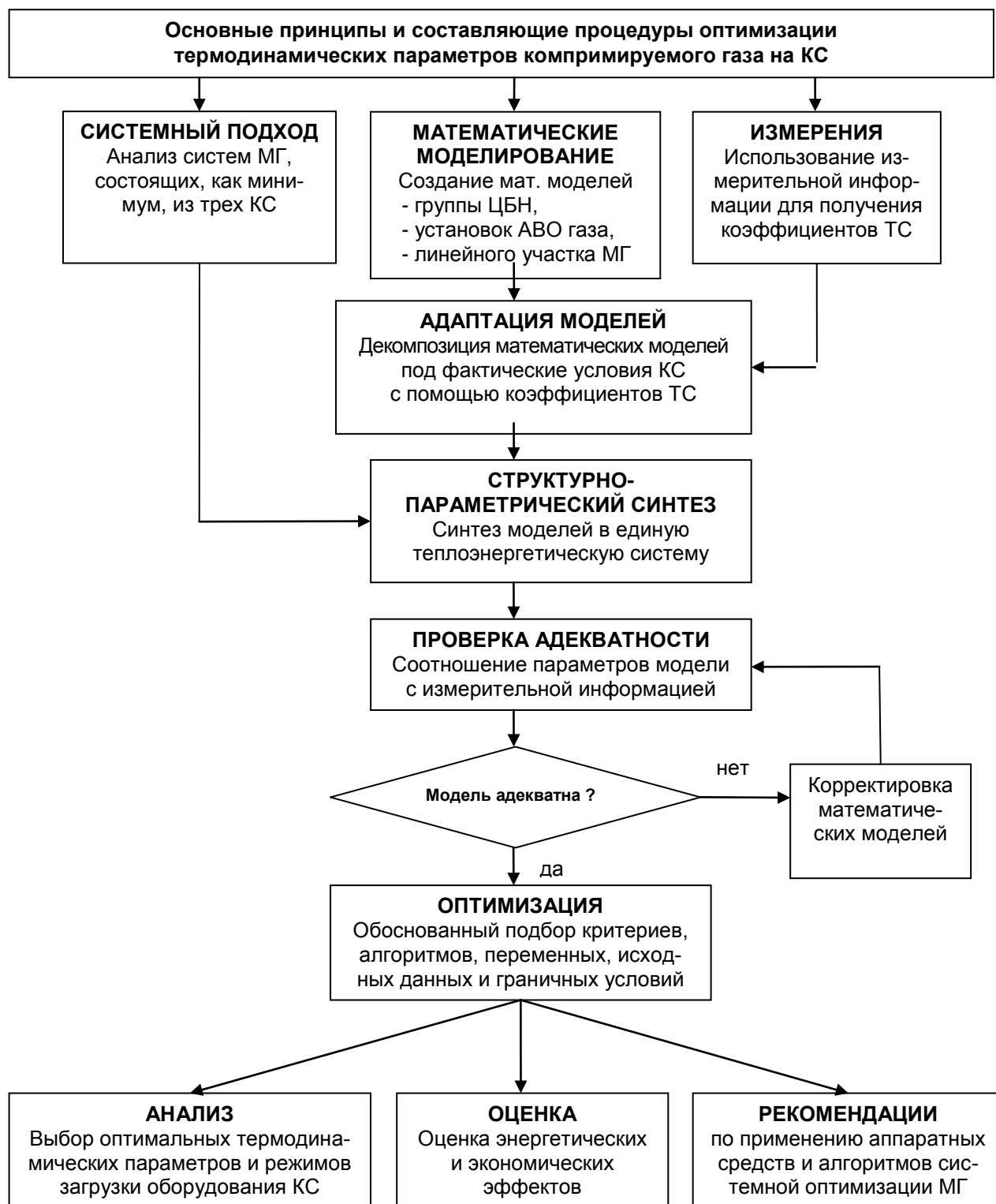


Рис. 9. Блок-схема процедурного алгоритма выбора оптимальных параметров энергопотребления МГ с учетом взаимодействия агрегатов КС

Выводы

Разработанный процедурный алгоритм и математические модели позволяют определять оптимальные термодинамические параметры компримируемого газа для любых современных КС. Однако практическая реализация данной системной оптимизации предполагает наличие автоматизированных систем стабилизации внутренних и выходных параметров на базе регулируемых электроприводов агрегатов каждой КС, внедрение которых требует дополнительного технико-экономического обоснования.

Библиографический список

1. **Пужайло, А.Ф.** Энергосбережение а агрегатах компрессорных станций средствами частотно-регулируемого электропривода / А.Ф. Пужайло, О.В. Крюков, И.Е. Рубцова // Наука и техника в газовой промышленности. – 2012. – № 2 (50). – С. 98–106.
2. **Хлынин, А.С.** Реализация факторов энергоэффективности электроприводных газоперекачивающих агрегатов в проектах / А.С. Хлынин, О.В. Крюков // Электротехника: сетевой электронный научный журнал. – 2014. – Т. 1. – № 2. – С. 32–37.
3. **Milov, V.R.** Intellectual management decision support in gas industry / V.R Milov., B.A. Suslov, O.V. Kryukov // Automation and Remote Control. – 2011. – Т. 72. – № 5. – С. 1095–1101.
4. **Крюков, О.В.** Принципы построения инвариантных электроприводов энергетических объектов / О.В. Крюков, А.В. Горбатушков, С.Е. Степанов // Автоматизированный электропривод и промышленная электроника: труды IV ВНИПК. – Новокузнецк, 2010. – С. 38–45.
5. **Крюков, О.В.** Опыт создания энергоэффективных электроприводов газоперекачивающих агрегатов // Труды VIII Междунар. (XIX Всероссийской) конф. по автоматизированному электроприводу АЭП-2014. – Саранск, 2014. – С.157–163.
6. **Васенин, А.Б.** Анализ технико-экономических параметров энергетических установок для объектов Газпром / А.Б.Васенин, О.В. Крюков, В.В. Титов // Приводная техника. – 2011. – № 6. – С. 2–11.
7. **Бабичев, С.А.** Анализ технического состояния и безопасности электроприводных газоперекачивающих агрегатов / С.А. Бабичев, Е.В. Бычков, О.В. Крюков // Электротехника. – 2010. – № 9. – С. 30–36.
8. **Крюков, О.В.** Сравнительный анализ приводной техники газоперекачивающих агрегатов // Приводная техника. – 2010. – № 5. – С. 2–11.
9. **Крюков, О.В.** Анализ моноблочных конструкций электрических машин для газоперекачивающих агрегатов // Машиностроение: сетевой научный журнал. – 2015. – Т. 3. – № 4. – С. 53–58.
10. **Васенин, А.Б.** Алгоритмы управления электромеханическими системами магистрального транспорта газа / А.Б. Васенин, О.В. Крюков, А.В. Серебряков // Труды VIII Междунар. (XIX Всероссийской) конф. по автоматизированному электроприводу АЭП-2014. – Саранск, 2014. – Т. 2. – С. 404–409.
11. **Babichev, S.A.** Automated monitoring system for drive motors of gas-compressor units / S.A. Babichev, P.A.Zakharov, O.V. Kryukov // Automation and Remote Control. – 2011. – V. 72. – №. 6. – С. 175–180.
12. **Kadin, S.N.** Questions related to the development of metrological assurance in the design of Gazprom facilities / S.N. Kadin [et al.] // Measurement Techniques. 2011. V. 54. – №. 8. – С. 944–952.
13. **Крюков, О.В.** Методы синтеза встроенных систем прогнозирования технического состояния высоковольтных двигателей / О.В. Крюков, А.В. Серебряков // Состояние и перспективы развития электро- и теплотехнологии: материалы МНТК (XVIII Бенардосовские чтения). – Иваново, 2015. – С. 69–73.
14. **Крюков, О.В.** Диагностика электромеханической части энергетических установок / О.В. Крюков, А.В. Серебряков, А.Б. Васенин // Электромеханические и энергосберегающие системы. – 2012. – № 3 (19). – С. 549–552.
15. **Крюков, О.В.** Экспериментальный стенд электромеханической части энергетической установки / О.В. Крюков, А.Б. Васенин, А.В. Серебряков // Приводная техника. – 2012. – №4. – С. 2-13.
16. **Крюков, О.В.** Прикладные задачи теории планирования эксперимента для инвариантных объектов газотранспортных систем // Идентификация систем и задачи управления: труды IX Междунар. конф. SICPRO`12. – 2012. – С. 222–236.
17. **Захаров, П.А.** Принципы инвариантного управления электроприводами газотранспортных систем при случайных возмущениях / П.А. Захаров, О.В. Крюков // Вестник ИГЭУ. – 2008. – № 2. С. 98–103.
18. **Захаров, П.А.** Методология инвариантного управления агрегатами компрессорных станций при случайных воздействиях/ П.А. Захаров, О.В. Крюков // Изв. вузов. Электромеханика. – 2009. – № 5. – С. 64–70.
19. **Крюков, О.В.** Инвариантные системы технологически связанных электроприводов объектов магистральных газопроводов / О.В. Крюков, С.Е. Степанов, Е.В. Бычков // Труды VIII Меж-

- дунар. (XIX Всероссийской) конф. по автоматизированному электроприводу АЭП-2014. – Саранск, 2014. – С. 409–414.
20. **Крюков, О.В.** Оптимальное управление технологическим процессом магистрального транспорта газа // XII Всероссийское совещание по проблемам управления ВСПУ-2014. – М.: Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова РАН, 2014. – С. 4602–4613.
21. **Крюков, О.В.** Моделирование и микропроцессорная реализация электромеханических систем // Электротехника: сетевой электронный научный журнал. – 2015. – Т. 2. – № 3. – С. 55–61.
22. **Крюков, О.В.** Регрессионные алгоритмы инвариантного управления электроприводами при стохастических возмущениях // Электричество. – 2008. – № 9. – С. 45–51.
23. **Серебряков, А.В.** Нечеткие модели и алгоритмы управления энергетическими установками / А.В.Серебряков, О.В. Крюков, А.Б. Васенин // Управление в технических, эргатических, организационных и сетевых системах: мат. конф. – М., – 2012. – С. 467–469.

*Дата поступления
в редакцию 02.02.2017*

O.V. Kryukov

ANALYTICAL MODELS OF GAS TRANSPORT

JSC "Giprogaztsentr" (Nizhny Novgorod)

Analytical models of energy efficient transport of natural gas on the main gas pipelines are considered. The scheme and modern technical means of optimization of costs of transport of gas and control algorithms of technological installations of compressor stations and line sections of gas transmission systems is offered.

Key words: Energy efficiency, main gas pipelines, electrodriving compressor stations, optimum models of technological sites.