

УДК 622.691.4.052

ПРОСТАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОМПРЕССОРНОГО ЦЕХА МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА

Ванчин А. Г.

ФПСЭСТТ РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина

e-mail: alex_vanchin@mail.ru

Аннотация. В данной статье рассмотрены закономерности изменений потерь давления и затрат работы сжатия в технологической обвязке компрессорного цеха магистрального газопровода при изменениях коммерческого расхода газа. В ходе исследования выявлены закономерности совместного изменения указанных показателей. На их основе предложены простые расчетные зависимости, которые позволяют значительно сократить общий объем вычислений при проведении вариантных расчетов при проектировании новых режимов работы и поиске оптимальных решений. В работе на примерах показан приемлемый уровень точности предложенных соотношений.

Ключевые слова: транспорт природного газа, техническое состояние, газоперекачивающий агрегат, гидравлический расчет, оптимальный режим, гидравлическая модель.

Особенности технологической системы компрессорного цеха

В состав газотранспортного узла, как правило, входят несколько компрессорных цехов (КЦ), которые могут эксплуатироваться отдельно каждый на свой магистральный газопровод, но практика работы реальных газотранспортных предприятий показывает, что в основном, магистральные газопроводы (МГ) одинаковых проектных рабочих давлений объединяются в единый газотранспортный коридор с помощью технологических перемычек. В результате возникает ситуация параллельной работы разнотипных ГПА в разном техническом состоянии. В этой ситуации требуется решение вопроса оптимального распределения нагрузки между ГПА с целью снижения затрат.

Однако решение данной задачи требует учета в системе уравнений оптимизации изменений гидравлических сопротивлений технологических трубопроводов и оборудования, такого как установка очистки и установка охлаждения технологического газа при перераспределении загрузки между параллельно работающими компрессорными цехами.

На рисунке 1 для примера показана наиболее распространенная технологическая схема КЦ с параллельной обвязкой ГПА с общим коллекторами на входе и выходе ГПА. Схема технологической системы компрессорного цеха

сложна, поэтому гидравлический расчет ее работы требует большого объема вычислений. Поиск оптимального режима в свою очередь требует расчета большого количества вариантов распределения нагрузки между газоперекачивающими агрегатами (ГПА) параллельно работающих КЦ.

Ввиду сказанного существует необходимость в разработке простого способа расчета изменений гидравлического сопротивления и соответствующих изменений затрат в технологической системе компрессорного цеха в зависимости от коммерческого расхода газа через этот цех.

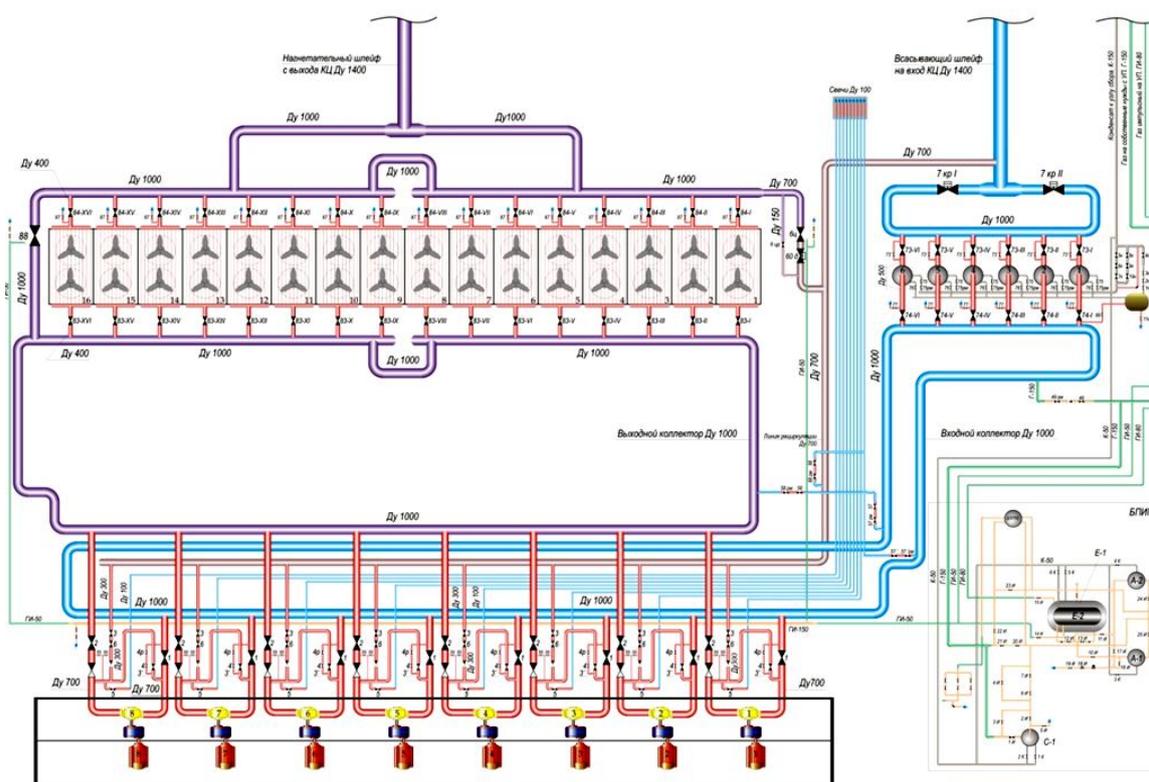


Рисунок 1. Технологическая схема КЦ с параллельной обвязкой ГПА.

Анализ основных уравнений гидравлики и газодинамики, используемых для расчета газопроводов высокого давления

Снижение давления газа при его движении внутри труб происходит из-за преодоления сил трения и местных сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + \Delta P_{M.C.} \quad (1)$$

Рассмотрим по порядку обе составляющие формулы (1) применительно к технологической системе компрессорного цеха.

Гидравлическое сопротивление при движении газа внутри труб из-за потерь на местные сопротивления и определяется общеизвестной формулой:

$$\Delta P_{M.C.} = \sum_{j=1}^m \xi_j \cdot \frac{W_j^2 \cdot \rho_j}{2}, \quad (2)$$

где ΔP - суммарные гидравлические потери, Па; W - средняя скорость газа, м/с; ρ - плотность газа в трубе, кг/м³; ξ - коэффициент местных сопротивлений, таких как тройники, запорная арматура, переходы с одного диаметра на другой и отводы; m - количество местных сопротивлений.

Средняя скорость газа в трубе определяется отношением объемного расхода газа к площади проходного сечения трубы:

$$W = \frac{Q}{F} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (3)$$

где Q - объемный расход газа, м³/с; F - площадь проходного сечения трубы, м².

Объемный расход газа пересчитывается из «коммерческого» по следующей формуле:

$$Q = Q_{\text{комм}} \cdot \frac{\rho_{\text{нв}}}{\rho} \cdot \frac{10^6}{24 \cdot 60 \cdot 60} = Q_{\text{комм}} \cdot \frac{\rho_{\text{нв}}}{\rho} \cdot \frac{1}{0.864}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{комм}}$ - «коммерческий» объемный расход газа, млн. н.м³/сут; $\rho_{\text{нв}}$ - плотность газа в нормальных условиях, кг/м³.

С учетом выражений (3) и (4), формула (2) примет вид:

$$\Delta P_{M.C.} = Q_{\text{комм}}^2 \cdot \frac{\rho_{\text{нв}}^2 \cdot 10^8}{\pi^2 \cdot d_{\text{вн}}^4 \cdot \rho \cdot 93312} \cdot \sum_{j=1}^m \xi_j. \quad (5)$$

В формуле (5) отчетливо видна квадратичная зависимость перепада давления от коммерческого расхода газа.

Рассмотрение конструкций установки очистки и установка охлаждения технологического газа дают основания относить их к местным сопротивлениям и применять для них формулу (5).

Расчет участков трубопроводов, входящих в состав технологической системы, можно осуществить с помощью формул, представленных в нормах технологического проектирования магистральных газопроводов [2].

Согласно [2], формула расчета пропускной способности газа в нормальных условиях (млн. м³/сутки при 293,15К и 0,1013 МПа) однониточного участка газопровода для всех режимов течения газа, без учета рельефа трассы газопровода

$$q = 3,32 \cdot 10^{-6} \cdot d^{2.5} \cdot \sqrt{\frac{P_n^2 - P_k^2}{\lambda \cdot \Delta \cdot T_{\text{ср}} \cdot Z_{\text{ср}} \cdot L}}, \quad (6)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м; P_n , P_k – абсолютные давления в начале и конце участка газопровода, соответственно, МПа; $C_1=105.087$; Δ - относительная плотность газа по воздуху; T_{cp} - средняя по длине участка газопровода температура транспортируемого газа, К; Z_{cp} - средний по длине газопровода коэффициент сжимаемости газа, безразмерный; L - длина участка газопровода, км; λ - коэффициент гидравлического сопротивления участка газопровода, безразмерный.

Формула (6) является результатом совместного решения газодинамических уравнений движения и неразрывности для потока сжимаемой среды. Пример вывода формулы (6) показан в [3].

Вывод соотношений для простой гидравлической модели технологической системы компрессорного цеха

При рассмотрении формулы (6) можно сделать предположение о квадратичной зависимости перепада давления от коммерческого расхода газа для участка газопровода, однако это предположение требует проверки.

Предположение о квадратичной зависимости описывается формулой:

$$\Delta P = \Delta P_0 \cdot \left(\frac{Q_{комм}}{Q_{комм.0}} \right)^2, \quad (7)$$

где ΔP_0 и ΔP - образцовое и рассчитываемое значения перепада давления на участке газопровода, МПа; $Q_{комм.0}$ и $Q_{комм}$ - образцовое и задаваемое для расчета значения коммерческого расхода газа через участок газопровода, млн. м³/сутки.

Для проверки был проведен расчет перепада давления за счет трения на участке трубы при разных значениях коммерческого расхода газа с помощью формулы (6) и на основании предположения о квадратичной зависимости с помощью формулы (7). В качестве объекта для расчета был взят газопровод длиной 100 км, диаметром 1420 мм, с давлением на входе 7.5 МПа, температурой на входе 40°C. Рассчитываемый диапазон изменений коммерческого расхода газа 45 - 55 млн. м³/сутки. Результаты расчетов показаны на рисунке 1.

Для рассматриваемого случая за образцовое значение перепада давления принято 0.45 МПа с соответствующим образцовым значением коммерческого расхода газа 50 млн. м³/сутки.

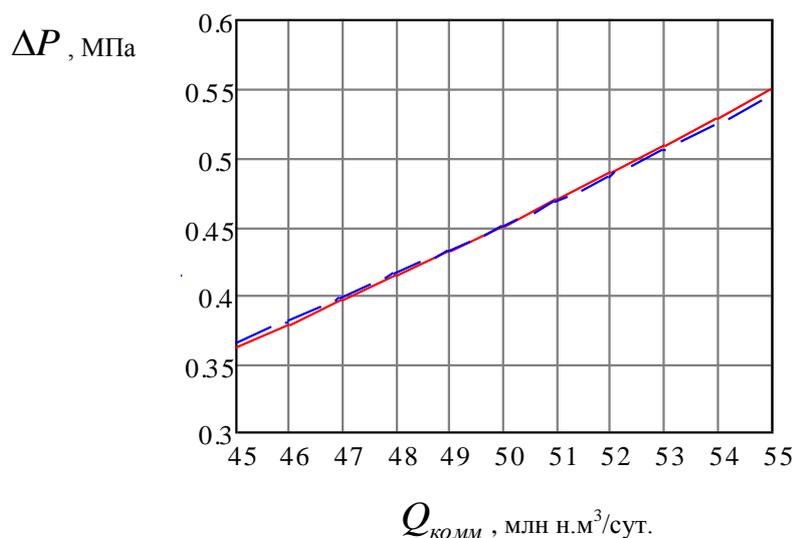


Рисунок 2. Зависимости перепада давления от коммерческого расхода газа для участка газопровода, рассчитанные по формуле пропускной способности (непрерывная линия) и на основании предположения о квадратичной зависимости (прерывистая линия).

На рисунке 2 видно, что в диапазоне при изменении коммерческого расхода газа в диапазоне $\pm 11\%$ максимальная разница расчетов по двум сравниваемым формулам составляет всего 0.7%.

Однако полученный результат не дает еще решения поставленной задачи.

Поиск оптимального распределения нагрузки между ГПА с целью снижения затрат требует определения изменений не просто потерь давления, а затрат в единицах расхода энергии, топливного газа или денежном выражении.

Потери энергии за единицу времени, связанные с гидравлическим сопротивлением участка газопровода определяются по формуле:

$$\Delta A = \omega_{1-2} \cdot G_2 = \omega_{1-2} \cdot Q_{комм} \frac{10^6}{24 \cdot 60 \cdot 60} \cdot \rho_{нр}, \quad (8)$$

где ΔA - потери энергии за единицу времени, связанные с гидравлическим сопротивлением участка газопровода, Дж/сек; ω_{1-2} - изменение обратимой удельной работы политропного сжатия при переходе из состояния 1 в состояние 2, Дж/кг; G_2 - массовый расход газа через участок газопровода, кг/сек; $Q_{комм}$ - коммерческий расход газа через участок газопровода, млн. м³/сутки; $\rho_{нр}$ - плотность газа в нормальных условиях, кг/м³.

Величину потери обратимой удельной работы политропного сжатия можно вычислить по формуле [4]:

$$\Delta\omega = \omega_{1-2} = \frac{P_1 v_1 + P_2 v_2}{2} \ln \frac{P_2}{P_1}, \quad (9)$$

где ω_{1-2} - изменение обратимой удельной работы политропного сжатия при переходе из состояния 1 в состояние 2, Дж/кг; p_1, p_2 - абсолютное давление в состоянии 1 и 2, Па; v_1, v_2 - удельный объем в состоянии 1 и 2, м³/кг.

В работе [5] дано выражение для вычисления потенциальной функции:

$$pv = -180900 + 25030 \cdot T^{0,5} - 4,175 \cdot 10^{-2} \cdot p + 1,224 \cdot 10^{-2} \cdot T^{0,205} \cdot p - 2391 \cdot T^{0,65} \cdot r_{мет.}^{-2,05}, \quad (10)$$

где T - температура, °К; p - абсолютное давление, Па; $r_{мет.}$ - молярная концентрация метана в долях единицы; pv - потенциальная функция, Дж/кг.

Вместо формулы (9) для приблизительных расчетов используется более простая, но менее точная формула:

$$\omega_{1-2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho}, \quad (11)$$

где ρ - плотность газа, кг/м³.

При рассмотрении формулы (11) можно сделать предположение о прямой пропорциональной зависимости обратимой удельной работы политропного сжатия от потерь давления для участка газопровода. На основе этого, с учетом формулы (8), можно предположить наличие также прямой пропорциональной зависимости потери энергии за единицу времени, связанные с гидравлическим сопротивлением участка от потерь давления для участка газопровода. Это предположение описывается формулой:

$$\Delta A = \Delta A_0 \cdot \frac{\Delta P}{\Delta P_0}, \quad (12)$$

где ΔA_0 и ΔA - образцовое и рассчитываемое значения потери энергии за единицу времени, связанные с гидравлическим сопротивлением участка газопровода, Дж/сек; ΔP_0 и ΔP - образцовое и задаваемое для расчета значения перепада давления на участке газопровода, МПа.

Из формул (7) и (12) следует:

$$\Delta A = \Delta A_0 \cdot \left(\frac{Q_{КОММ}}{Q_{КОММ.0}} \right)^3, \quad (13)$$

где ΔA_0 и ΔA - образцовое и рассчитываемое значения потери энергии за единицу времени, связанные с гидравлическим сопротивлением участка газопровода, Дж/сек; $Q_{ком.0}$ и $Q_{ком}$ - образцовое и задаваемое для расчета значения коммерческого расхода газа через участок газопровода, млн. м³/сутки.

В целях проверки предположений, на основе которых выведена формула (13), были проведены расчеты, аналогичные тем, которые были проведены для проверки формулы (7) и описаны выше по тексту. Сравнялся расчет по полной схеме с уравнениями (6), (8), (9) и (10) с расчетом по предлагаемой упрощенной схеме с одним уравнением (13). Результаты показаны на рисунке 3.

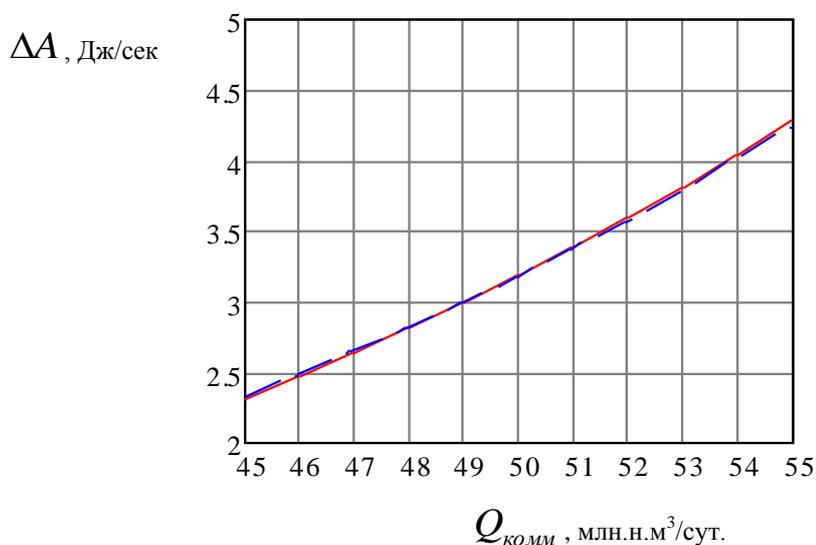


Рисунок 3. Зависимости перепада давления от коммерческого расхода газа для участка газопровода, рассчитанные по формуле пропускной способности (непрерывная линия) и на основании предположения о квадратичной зависимости (прерывистая линия).

Проверка подтвердила допустимость исходных посылок, сделанных при выводе формулы (13). На рисунке 3 видно, что в диапазоне при изменении коммерческого расхода газа в диапазоне $\pm 11\%$ максимальная разница расчетов по двум сравниваемым формулам составляет всего 0.7%.

Предложенные и проверенные расчетами в данной работе соотношения (7) и (13) могут быть положены в основу гидравлической модели технологической системы компрессорного цеха. С помощью этой модели по известным текущим величинам перепадов давления и потерь работы сжатия в трубопроводах и оборудовании компрессорного цеха можно определить величины этих же показателей при других значениях коммерческого расхода газа через цех.

Простота соотношений (7) и (13), при сохранении довольно высокой точности по сравнению с очень трудоемким полным гидравлическим расчетом, дает возможность значительно сократить затраты труда и рабочего времени

эксплуатирующего персонала при поиске оптимальных режимов работы сложных газотранспортных систем.

Выводы

Предложены и проверены расчетами соотношения на основе квадратичной зависимости перепада давления от коммерческого расхода газа и на основе кубической зависимости потерь работы сжатия от коммерческого расхода газа в технологической системе компрессорного цеха для проведения вариантных гидравлических расчетов.

Результаты проведенного исследования дают возможность получить простую гидравлическую модель технологической системы компрессорного цеха для проведения вариантных расчетов при поиске оптимального режима распределения нагрузки между газоперекачивающими агрегатами на параллельно работающих КЦ.

При использовании предложенных в работе соотношений можно значительно уменьшить объем вычислений, сохраняя при этом приемлемую точность результатов.

Литература

1. Стаскевич Н. Л., Северинец Г. Н., Вигдорчик Д. Я. Справочник по газоснабжению и использованию газа. Л.: Недра, 1990. 762с
2. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. СТО Газпром. М.: ОАО «Газпром», 2006. 192с.
3. Трубопроводный транспорт нефти и газа: учеб.для вузов/ Алиев Р.А. и др. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1988. 368с.: ил.
4. Лопатин А.С. Термодинамическое обеспечение энерготехнологических задач трубопроводного транспорта природных газов. М.: изд-во «Нефтяник», 1996. 82 с.
5. Калинин А.Ф. Расчет, регулирование и оптимизация режимов работы газоперекачивающих агрегатов. М.: МПА-Пресс, 2011. 264с.

SIMPLE HYDRAULIC MODEL OF COMPRESSOR SHOP OF THE MAIN GAS PIPELINE

A.G. Vanchin

I.M. Gubkin Russian state university of «Oil and gas»

e-mail: alex_vanchin@mail.ru

Abstract. This article shows regularities of changes of pressure loss and expenses of work of compression in a technological binding of compressor shop of the main gas pipeline during changes of a commercial consumption of gas. During research regularities of joint change of the specified indicators are revealed. On their basis simple settlement dependences which allow to reduce considerably total amount of calculations at design of new operating modes and search of optimum decisions are offered. In the work the author on examples shows acceptable level of accuracy of the offered ratios.

Keywords: transport of natural gas, technical condition, a gas-compressor plant, hydraulic calculation, optimum mode, hydraulic model.

References

1. Staskevich N.L., Sevyarynets G.N., Vigdorichik D.Y. Reference gas supply and use of gas. Nedra, 1990. 762s
2. Norms of process design of gas mains. STO Gazprom. Moscow: JSC "Gazprom", 2006. 192s.
3. Pipelinetransportation of oil and gas: studies. for schools / Aliev R.A. et al, 2nd ed., rev. and add. Nedra, 1988.368s.: Ill.
4. Lopatin A.S. Thermodynamic providing energy technologies-cal problems of natural gas pipelines. Moscow: Publishing House "Oilman", 1996. 82.
5. Kalinin A.F. Calculation, control and optimization of pumping units. NewYork: IPA-Press, 2011. 264s.

Сведения об авторе

Ванчин А. Г., главный инженер филиала ООО «Газпром трансгаз Москва» Курское ЛПУМГ, докторант кафедры термодинамики и тепловых двигателей РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина,

(4712)328844, 8-961-167-22-11

Alex G.Vanchin, chief engineer branch of LLC "Gazprom Transgaz Moscow" Kursk LPUMG, doctoral student of thermodynamics and heat engines State Oil and Gas University. Gubkin,

e-mail: alex_vanchin@mail.ru