

Управление температурными режимами аппаратов воздушного охлаждения газотранспортной системы

Н. А. Черепанов

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет
nikita.cherepanow@gmail.com

А. С. Семенов

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет
zav@msa.pstu.ru

Аннотация. В статье представлены методы определения оптимального температурного режима транспорта газа. Целью работы является определение глубины охлаждения газа в аппаратах воздушного охлаждения и определение оптимального теплового режима работы. Разработка метода для решения основной задачи повышения эффективности транспорта газа, и увеличения пропускной способности.

Ключевые слова: аппарат воздушного охлаждения, энергоэффективность, газотранспортная система, газоперекачивающий агрегат, температурный режим

I. ВВЕДЕНИЕ

Важным аспектом повышения эффективности транспорта газа, увеличения пропускной способности и продления срока службы газотранспортной системы при отсутствии капитальных затрат является оптимизация температурного режима транспорта газа [1].

Примерные показатели, достижение которых возможно от реализации такого подхода по предварительной оценке специалистов:

- экономия до 2 млрд м³ газа в год;
- увеличение пропускной способности существующих газопроводов в зимний период на величину до 10 %;
- максимальная экономия достигается в период пиковых нагрузок, что сопоставимо с постройкой одного подземного хранилища газа средней мощности;
- повышение долгосрочной надежности работы газотранспортной системы путем обеспечения условий, снижающих риски развития коррозионных процессов.

II. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Система газоснабжения является крупнейшей в мире системой транспортировки газа и представляет собой уникальный технологический комплекс, включающий в себя объекты добычи, переработки, транспортировки, хранения и распределения газа.

В минерально-сырьевой отрасли ключевой задачей обеспечения жизненного цикла оборудования является поддержка интеграции всех информационных потоков касательно жизненного цикла не только в процессе проектирования и разработки, но и при внедрении, эксплуатации и утилизации оборудования [2].

В состав системы газоснабжения входят почти 174000 км магистральных газопроводов и отводов, 280 компрессорных станций с общей мощностью газоперекачивающих агрегатов 47,2 млн кВт. Наибольший удельный вес занимают газопроводы диаметром 1420 и 1220 миллиметров.

Давление газа в газопроводах – 75 атмосфер, при перекачке оно падает, поэтому через каждые 100–120 километров строят компрессорные станции (КС), поддерживающее давление по всему газопроводу. В среднем на входе в КС газ имеет давление 55–60 атмосфер. На каждой компрессорной станции газ проходит очистку в системах очистки магистрального газа, затем его давление повышается в газоперекачивающих агрегатах до 70–75 атмосфер. Для работы газоперекачивающих агрегатов КС затрачивается в среднем 0,3–0,5 % от транспортируемого газа. При сжатии температура транспортируемого газа растет в среднем на 200 °С. После этого газ охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) газа и поступает в участок магистрального газопровода к следующей станции.

Снижение температуры газа в АВО оказывает многофакторное влияние на расход топливного газа в компрессорном цехе (КЦ). Для выработки оптимального теплового режима магистрального газопровода (МГ) необходимо для всех возможных вариантов охлаждения газа в АВО:

- Провести расчеты процесса теплообмена в АВО газа и определить температуру газа в начале участка МГ.
- Провести полный гидравлический расчет участка магистрального газопровода.
- Определить изменение затрат топливного газа в газоперекачивающем агрегате (ГПА) и электрической энергии в АВО газа.
- На основе экономического расчета из полученных результатов расчетов выбрать наиболее эффективный режим транспорта газа.
- Для исключения режимов транспорта газа, которые могут привести к ускорению износа изоляции и труб газопровода, провести анализ и определить граничные условия регулирования теплового режима [1, 3, 4].

III. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА В АВО

Стандартным способом описания теплообмена между средами в теплообменниках является выявление зависимости коэффициента теплопередачи и конвективного числа Нуссельта (Nu_k) от критерия Рейнольдса (Re) [1]. Но в случае планирования режимов охлаждения, этот метод может оказаться излишне громоздким, так как для достижения высокой точности требует учитывать большое количество переменных, вследствие этого для расчетов был разработан метод перевода графических паспортных зависимостей в эмпирические математические формулы.

Известен и другой подход, предполагающий создание программных инструментальных средств, функционирующих по принципу своеобразного «конструктора» [5]. Это означает, что оператор, имея в своем распоряжении набор типовых блоков, самостоятельно создает ту или иную структуру математической модели ГПА и элементов МГ, при этом структура математической модели формируется как один из возможных вариантов.

Производители аппаратов воздушного охлаждения в паспортах на оборудование приводят графические зависимости (лучевые характеристики) теплосъема от расхода газа, располагаемого температурного напора ($t_{r1} - t_{x1}$) и количества включенных вентиляторов. На рис. 1–3 показаны лучевые характеристики АВО «Хадсон» при отключенных, одном включенном и двух включенных вентиляторах. Для преобразования этих графиков в математические зависимости, учитывающие также снижение параметров теплосъема в АВО с течением времени, в лучевые характеристики были внесены следующие преобразования:

Лучевые характеристики преобразованы в графики теплосъема от располагаемого температурного напора (рис. 4 и 5). В качестве базового режима выбран график теплосъема при расходе газа 196000 кг/час, что соответствует 6,918 млн м³/сутки.

При двух включенных вентиляторах изменение расхода газа через АВО приводит к изменению теплосъема [3, 6]. На рис. 3 при располагаемом температурном напоре в 1400°C изменение расхода газа через АВО в 2 раза с 150000 до 300000 кг/час приводит к увеличению теплосъема в 1,41 раза (с 10 до 14,1 млн ккал/час). Соответственно, увеличение теплосъема (1,41) пропорционально корню увеличения расхода газа ($2^{1/2}=1,414$). Для учета этого влияния вводится коэффициент k_q :

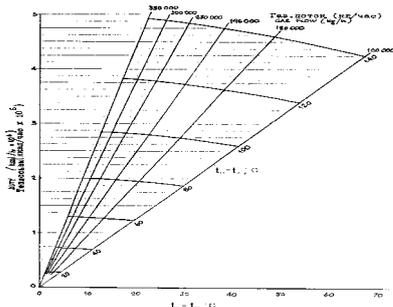


Рис. 1. Характеристика охлаждения газа в АВО «Хадсон» при отключенных вентиляторах

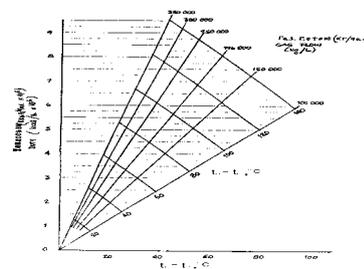


Рис. 2. Характеристика охлаждения газа в АВО «Хадсон» при одном включенном вентиляторе

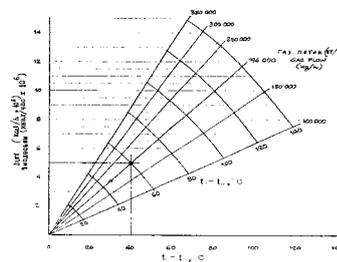


Рис. 3. Характеристика охлаждения газа в АВО «Хадсон» при включенных вентиляторах

$$k_q = \sqrt{\frac{q}{n_{\text{АВО}} \cdot 6,918}} \quad (1)$$

где q – расход транспортируемого газа (млн.м³/сут при 293,15 К и 0,1013 МПа); $n_{\text{АВО}}$ – количество АВО газа, установленных на КС; 6,918 – базовый расход газа через АВО, млн.м³/сут.

При отключенных вентиляторах изменении расхода газа на теплосъем практически не влияет. При изменении расхода газа через АВО в 2 раза с 150000 до 300000 кг/час теплосъем увеличивается в 1,06 раза (с 4,6 до 4,88 млн. ккал/час). При нормальном режиме транспорта газа расход газа через АВО изменяется не более чем на ±10 %, соответственно, изменение теплосъема не превысит 1 %, и им можно пренебречь.

При помощи Microsoft Excel выводятся эмпирические зависимости в виде линейной формулы вида:

- для двух включенных вентиляторов:

$$Q_6 = k_q \cdot a \cdot (t_{21} - t_{x1}) \quad (2)$$

- для отключенных вентиляторов:

$$Q_c = b \cdot (t_{21} - t_{x1}) \cdot 2 + c \cdot (t_{21} - t_{x1}) \quad (3)$$

где Q_6 – тепловой поток, отводимый в одном АВО при включенных вентиляторах (вынужденная конвекция), Вт; Q_c – тепловой поток, отводимый в одном АВО при отключенных вентиляторах (свободная конвекция), Вт; t_{21} – температура газа на входе в АВО, соответствуют температуре газа на выходе ГПА, °C; t_{x1} – температура воздуха на входе в АВО, соответствуют температуре атмосферного воздуха, °C; a , b и c – эмпирические коэффициенты.

В результате анализа лучевых характеристик установлено, что при режиме работы АВО с 1 включенным вентилятором, теплосъем составляет 0,7 от теплосъема режима работы с двумя включенными вентиляторами [7].

Характеристики АВО «Хадсон», полученные в результате преобразования, представлены на рис. 4 и 5.

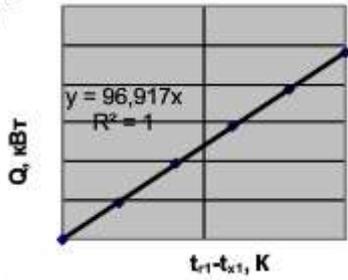


Рис. 4. Определение эмпирических зависимостей для расчета теплового потока при 2 включенных вентиляторах АВО

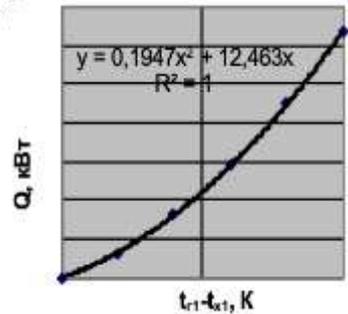


Рис. 5. Определение эмпирических зависимостей для расчета теплового потока при отключенных вентиляторах АВО

Путем представленного выше преобразования были получены эмпирических зависимостей для трех типов АВО (таблица 1). Путем аналогичного преобразования из представленных производителями АВО лучевых характеристик возможно получение эмпирических зависимостей для любого типа АВО газа.

ТАБЛИЦА 1 ПОСТОЯННЫЕ ДЛЯ ЭМПИРИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ АВО

Тип АВО	a	b	c
АВО «Хадсон»	96,917	0,1947	12,463
АВО «Крезол-Луар»	96,917	0,1947	12,463
АВО 2АВГ-75	80,1	0,15	8,591

Для определения несоответствия паспортных характеристик фактическому состоянию АВО газа на одном графике производится совмещение паспортных и фактических параметров теплового потока в следующем виде (рис. 6):

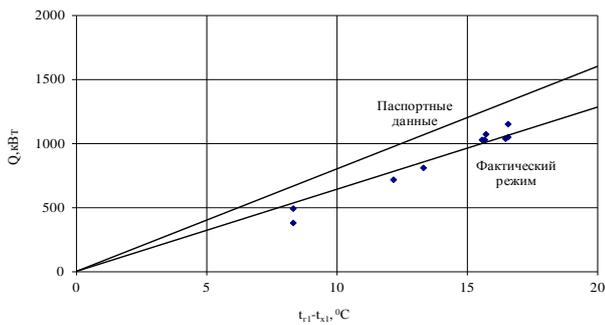


Рис. 6. Определение снижения параметров теплового потока по сравнению с паспортными характеристиками

Сбор данных для получения этих зависимостей производится на основании сведений, содержащихся в оперативном журнале КС. Присваиваем соотношению теплового потока при фактическом режиме к теплому по паспортным данным при включенных вентиляторах обозначение K_b , при отключенных вентиляторах K_c .

Целью теплового расчета АВО для решения поставленной в работе задачи является определение глубины охлаждения газа в АВО (Δt_c). Так как тепловой поток отличается при различном числе включенных вентиляторов АВО, для определения глубины охлаждения был разработан следующий алгоритм:

- При всех отключенных вентиляторах:

$$\Delta t_c = 0,0864 \cdot (K_c \cdot Q_c \cdot n_{АВО}) / (q \cdot \rho_n \cdot C_p) \quad (4)$$

- Если включено менее половины вентиляторов, глубина охлаждения рассчитывается по формуле:

$$\Delta t_c = 0,0864 \cdot (0,7 \cdot K_c \cdot Q_c \cdot n + K_c \cdot Q_c \cdot (n_{АВО} - n)) / (q \cdot \rho_n \cdot C_p) \quad (5)$$

- Если включена половина или больше вентиляторов:

$$\Delta t_c = 0,0864 \cdot (0,7 \cdot K_c \cdot Q_c \cdot (2 \cdot n_{АВО} - n) + K_c \cdot Q_c \cdot (n - n_{АВО})) / (q \cdot \rho_n \cdot C_p) \quad (6)$$

где n – количество включенных вентиляторов АВО газа; C_p – теплоемкость природного газа согласно паспорту, либо полученная расчетным методом для уренгойского природного газа в среднем 2,7 кДж/(кг·К); ρ_n – плотность природного газа согласно паспорта. Для уренгойского природного газа в среднем 0,68 кг/м³.

IV. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА

Определение оптимального температурного режима транспорта газа производится по минимуму затрат в денежном выражении, которые складываются из расхода электроэнергии на АВО газа и расхода топливного газа ГПА [8].

Исходными данными для расчета являются результаты расчета охлаждения газа в АВО при количестве включенных вентиляторов (n) от 0 до $2 \cdot N_{АВО}$, по результатам которых проведен гидравлический расчет участка МГ и определяются давление (P_k) и температура газа (T_k) на входе КС [9,10].

А. Определение расхода топливного газа ГПА

Определяется норма расхода топливного газа на компримирование для КЦ с газотурбинным приводом $H_{ТГ}^{КЦ}$, кг у.т./кВт·ч:

$$H_{ТГ}^{КЦ} = H_{ТГ}^0 \cdot K_k \quad (7)$$

где $H_{ТГ}^0$ – индивидуальные нормы расхода топливного газа КЦ, кг у.т./кВт·ч; K_k – коэффициент коррекции, учитывающий условия работы КЦ.

При наличии в цехе ГПА различных типов (модификаций) индивидуальную норму расхода топливного газа определяют по формуле:

$$H_{ТГ}^0 = \frac{\sum_{i=1}^I (H_{ТГi}^0 \cdot Ne_i^0)}{\sum_{i=1}^I Ne_i^0} \quad (8)$$

где $H_{ТГi}^0$ – индивидуальная норма расхода топливного газа для ГПА i -го типа; Ne_i^0 – номинальная мощность i -го типа, кВт.

Коэффициент коррекции K_k определяют по формуле:

$$K_k = K_a \cdot K_y, \quad (9)$$

где K_a – коэффициент, учитывающий влияние атмосферных условий и нормируемый уровень загрузки ГПА и рассчитываемый по формуле:

$$K_a = 1,02 + 0,0025 \cdot (t_{xl} + 5), \quad (10)$$

где K_y – коэффициент, учитывающий влияние эксплуатации котлов-утилизаторов, и вычисляемый по формуле

$$K_y = 1 + 0,025 \cdot n_y/n_p, \quad (11)$$

где n_y/n_p – доля агрегатов с котлами-утилизаторами n_y от общего числа работающих в цехе агрегатов n_p .

На основе данных, полученных в ходе гидравлического расчета участка МГ (T_k и P_k) определяется политропная работа сжатия КЦ, кВт·ч/сут:

$$L_{п}^{КЦ} = 320,25 \cdot Z \cdot T_k \cdot q \left(e_{кц}^{0,3} - 1 \right), \quad (12)$$

где Z – коэффициент сжимаемости природных газов при условиях на входе в КЦ определяется на основе формул; $e - P_{нас}/P_k$ – степень сжатия в КЦ.

Расход топливного газа ГПА, м³/сут:

$$Q_{ТГ}^{КЦ} = \frac{7,4,187}{Q_{п}^p} \cdot H_{ТГ}^0 \cdot L_{п}^{КЦ}, \quad (13)$$

где $Q_{п}^p$ – низшая теплота сгорания газа определяется по паспорту газа или принимается равной 33,5 МДж/м³.

В. Определение расхода электроэнергии на АВО газа

Расход электрической энергии, затрачиваемой на привод вентиляторов АВО, кВт·ч/сут:

$$N_6^{КЦ} = n \cdot N_6 \cdot 24, \quad (14)$$

где N_6 – мощность электродвигателей вентиляторов АВО газа, кВт.

Определение расхода электроэнергии на привод вентиляторов АВО может производиться или на основе их паспортных характеристик, или на основе проведенных замеров. Расход электроэнергии электродвигателем зависит от выставленного угла атаки вентиляторов, вследствие этого определение мощности на основе замеров – предпочтительнее [10].

С. Выбор оптимального режима

Определяются суммарные затраты на топливно-энергетические ресурсы (СТЭР), руб./мес:

$$C_{ТЭР} = (Q_{ТГ}^{КЦ} \cdot C_{г} - N_6^{КЦ} \cdot C_{эл.эн}) \cdot K_{дн} \quad (15)$$

где $C_{г}$ и $C_{эл.эн}$ – цены 1 м³ газа и 1 кВт·ч электрической энергии соответственно, руб./м³ и руб./кВт·ч., $K_{дн}$ – количество дней в месяце.

Результаты расчетов сводятся в таблицу, в которой каждому числу включенных вентиляторов соответствует сумма затрат на газ и электроэнергию. При определённой глубине охлаждения показатель СТЭР минимален – это оптимальный режим перекачки газа. При построении моделей функционирования системы с различными видами технического обслуживания можно

выделить ряд характерных групп потоков (переходов из одного состояния в другое) [9]: возникновение отказов и неисправностей, устранение отказов и неисправностей, вывод объекта на различные виды обслуживания [10].

V. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчет оптимального теплового режима магистрального газопровода – сложная задача, решение которой при отсутствии современной вычислительной техники невозможно, так как расчет каждого варианта теплового режима МГ требует сотен итераций. Вследствие этого для решения этой задачи будет разработана программа на объектно-ориентированном языке программирования «Python», что дает возможность легко внедрить её в исходные коды программ, рассчитывающих режим транспорта газа по МГ.

Проект также направлен на поддержку новой магистерской программы «Концептуальное проектирование и инжиниринг повышения энергоэффективности» подготовки специалистов, научных работников и административного персонала для предприятий энергетической, распределительной и смежных отраслей [11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Бикчентай Р.Н., Казаченко А.Н., Поршаков Б.П., Шпотаковский М.М. Влияние температуры транспортируемого газа на топливно-энергетические затраты КС // Газовая промышленность, 1991, № 2. с. 19-22.
- [2] Petrochenkov A.B. Regarding Life-Cycle Management of Electrotechnical Complexes in Oil Production // Russian Electrical Engineering, 2012, vol. 83, No.11, pp.621-627. DOI: 10.3103/S1068371212110090.
- [3] Загорученко В.А., Бикчентай Р.Н., Вассерман А.А. и др. Теплотехнические расчёты процессов транспорта и регазификации природных газов: Справ. пособие. М., Недра, 1980, с. 320.
- [4] Галиуллин З.Т. Пути повышения эксплуатационной надёжности газотранспортных систем // Газовая промышленность, 1978, № 10, с. 30-34.
- [5] KavaleroV, B.V., Petrochenkov, A.B., Odin, K.A., Tarasov, V.A. A method for development of software packages for mathematical simulation of electric power systems // Russian Electrical Engineering, 2015, Vol.86, No. 6, pp.331-338. DOI: 10.3103/S1068371215060085.
- [6] Карлов С.В., Тункель Г.Е., Максимов И.И. АВО газа: эффективность использования // Газовая промышленность, 1989, № 4, с. 46-48.
- [7] Карлов С.В., Галиуллин З.Т., Ходанович И.Е., Бордовский Г.П., Бикчентай Р.Н. Транспорт больших потоков газа с учётом тепловых режимов газопроводов и охлаждения газа на КС // Газовая промышленность, 1972, № 5, с. 14-17.
- [8] РД 153-39.0-112-2001 Методика определения норм расхода и нормативной потребности в природном газе на собственные технологические нужды магистрального транспорта газа. М., 2001.
- [9] Petrochenkov A.B., Bochkarev S.V., Romodin A.V., Eltyshv D.K. The Planning Operation Process of Electrotechnical Equipment Using the Markov Process // Russian Electrical Engineering, 2011, Vol. 82, No.11., pp.592-595. DOI: 10.3103/S1068371211110113.
- [10] Камалетдинов И.М. Энергосбережение при эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения на магистральных газопроводах: дис. канд. технических наук: 25.00.19. Уфимский государственный нефтяной технический университет, 2002. 206 с.
- [11] Lyakhomskii A., Perfilieva E., Petrochenkov A., Bochkarev S. Conceptual design and engineering strategies to increase energy efficiency at enterprises: Research, technologies and personnel // IEEE Conference Publications. Proceedings of 2015 IV Forum Strategic Partnership of Universities and Enterprises of Hi-Tech Branches (Science. Education. Innovations). 2015. pp.44-47. DOI: 10.1109/IVForum.2015.7388249.