

Геннадий Викторович БАХМАТ¹
Анатолий Александрович КИСЛИЦЫН²
Светлана Владимировна УЛЫБИНА³

УДК 621.1 + 622.276.031 + 532.51

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПУСКОВОГО РАСШИРИТЕЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ¹

¹ кандидат технических наук, профессор
кафедры механики многофазных систем,
Физико-технический институт, Тюменский государственный университет
gennadiy.bakhmat@gmail.com

² доктор физико-математических наук, профессор
кафедры экспериментальной физики и нанотехнологий,
Физико-технический институт, Тюменский государственный университет
akislicyn@utmn.ru

³ студентка 2 курса магистратуры, Тюменский государственный университет;
инженер 3 категории, ТюменьНИПИнефть
sveta1993_08@mail.ru

Аннотация

Целью данной работы является расчет термодинамических параметров пара в узле «парогенератор — пусковой расширитель» для вновь проектируемой парогенераторной установки. Для определения параметров, удовлетворяющих технологическим требованиям, исследованы зависимости скорости и максимального расхода пара от диаметра трубопровода и шероховатости его поверхности. Получена простая приближенная формула, применимая для больших чисел Рейнольдса, позволяющая сразу, не прибегая к итерациям, определить скорость пара на выходе из паропровода с учетом вязкости пара и шероховатости внутренней поверхности паропровода. Расчеты выполнены с ис-

¹ Работа выполнена при частичной финансовой поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации для государственной поддержки ведущих научных школ РФ (НШ-6987.2016.1).

Цитирование: Бахмат Г. В. Расчет термодинамических параметров пускового расширителя парогенераторной установки / Г. В. Бахмат, А. А. Кислицын, С. В. Улыбина // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2016. Том 2. № 4. С. 41-53.

DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-41-53

пользованием HS-диаграммы. Учтено «запирание» потока пара из-за большого перепада давления на выходе пара из парогенератора в расширитель. В результате исследований найдены значения давления, температуры, удельной энтальпии, энтропии, объема пара, а также скорости движения пара по технологической схеме «парогенератор — первый паропровод — пусковой расширитель — второй паропровод — атмосфера». Показано, что для первого паропровода потери энергии, обусловленные вязкостью пара и шероховатостью стенок, дают существенную (более чем на 50%) поправку к скорости движения пара. В то же время аналогичные поправки для второго паропровода пренебрежимо малы из-за меньшей скорости движения пара. Показано также, что учет теплообмена пара с окружающей средой при его движении по обоим паропроводам даже в зимнее время дает малую поправку к температуре пара (не более 2,5 °С). Полученные результаты использованы для проектирования пускового расширителя парогенераторной установки EF-48-SG-GF-2577-V на Усинском нефтяном месторождении.

Ключевые слова

Парогенератор, пусковой расширитель, водяной пар, энтальпия, энтропия, HS-диаграмма.

DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-41-53

Введение

Вытеснение нефти горячим водяным паром — один из наиболее распространенных и эффективных методов увеличения нефтеотдачи при добыче высоковязких нефтей [2; 11]. Современная мощная парогенераторная установка (ПГУ) представляет собой сложный технологический комплекс, состоящий из основного блока (собственно парогенератора) и нескольких вспомогательных блоков, необходимых для обеспечения эффективной и безопасной эксплуатации ПГУ [8]. Одним из вспомогательных блоков является пусковой расширитель (ПР), предназначенный для сброса пароводяной смеси и отвода конденсата в дренажную емкость во время выхода парогенератора на рабочий режим или при его остановке, а также при кратковременных перерывах подачи пара в пласт.

Целью данной работы является расчет термодинамических параметров пара в узле «парогенератор — пусковой расширитель» при его течении по паропроводу от парогенератора в ПР и далее в атмосферу для вновь проектируемой парогенераторной установки EF-48-SG-GF-2577-V.

Постановка задачи

Пар из парогенератора с начальными температурой t_0 и давлением p_0 движется по 1-му паропроводу (при этом расширяясь и частично конденсируясь), поступает в ПР (рис. 1), где также происходит его расширение и частичная конденсация.

Пусковой расширитель (ПР) представляет собой стальной полый вертикально стоящий цилиндр высотой 4,1 м и внутренним диаметром 1,4 м, способный выдержать давление пара до 1 МПа и температуру до 150 °С. Из расширителя конденсат пара через нижний сливной штуцер отводится в дренажную емкость (на рисунке не показаны), а пар по 2-му паропроводу — трубе достаточно большого диа-

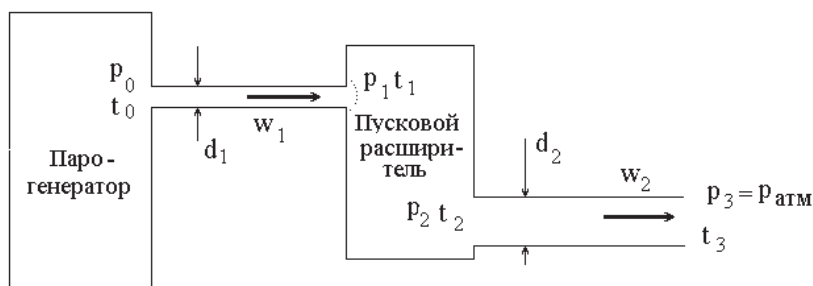


Рис. 1. Схема движения пара от парогенератора (ПГ) в пусковой расширитель (ПР), и в атмосферу

Fig. 1. Steam movement scheme from SG (steam generator) into SR (starter reamer), and the atmosphere

метра — выводится в атмосферу. Требуется рассчитать давление, температуру и скорость движения пара в каждом из элементов этой схемы. Технические характеристики парогенератора и ПР, необходимые для расчета, приведены в таблице 1.

Методика расчетов

Методика термодинамического расчета течения пара по паропроводу подробно изложена в учебниках [10; 12]. Наиболее удобно выполнить расчет с помощью HS-диаграммы. Современная HS-диаграмма представляет собой программный продукт, объединяющий простоту и наглядность собственно диаграммы состо-

Таблица 1

Технические характеристики парогенератора и пускового расширителя

Table 1

Specifications of the steam generator and starter reamer

Характеристика	Значение
Номинальная температура пара на выходе из парогенератора t_0	355 °C
Рабочее давление пара в парогенераторе p_0	17,67 МПа
Номинальная производительность парогенератора G_0	5,56 кг/с
Максимальная производительность парогенератора G_{max}	6,67 кг/с
Минимальная производительность парогенератора G_{min}	2,22 кг/с
Объем пускового расширителя V	5 м ³
Длина паропровода парогенератор — пусковой расширитель l_1	9 м
Внутренний диаметр паропровода парогенератор — пусковой расширитель d_1	45 мм
Внешний диаметр паропровода парогенератор — пусковой расширитель D_1	57 мм
Длина паропровода пусковой расширитель — атмосфера l_2	9 м
Внутренний диаметр паропровода пусковой расширитель — атмосфера d_2	420 мм
Внешний диаметр паропровода парогенератор — пусковой расширитель D_2	426 мм

яний пара в координатах «энтропия-энтальпия» с расчетными формулами, позволяющими выполнять вычисления термодинамических параметров пара с высокой точностью [5]. Рабочий участок HS-диаграммы, использованный в данной статье, представлен на рис. 2. Исходная точка, соответствующая состоянию пара на выходе из парогенератора, обозначена на рисунке номером 0. Это сухой насыщенный пар с температурой $t_0 = 355 \text{ }^\circ\text{C}$ под давлением $p_0 = 17,67 \text{ МПа}$; его удельная энтальпия $h_0 = 2512,3 \text{ кДж/кг}$, удельная энтропия $S_0 = 5,114 \text{ кДж/(кг}\times\text{К)}$, удельный объем $v_0 = 0,0077 \text{ м}^3/\text{кг}$, степень сухости $x \approx 1,0$.

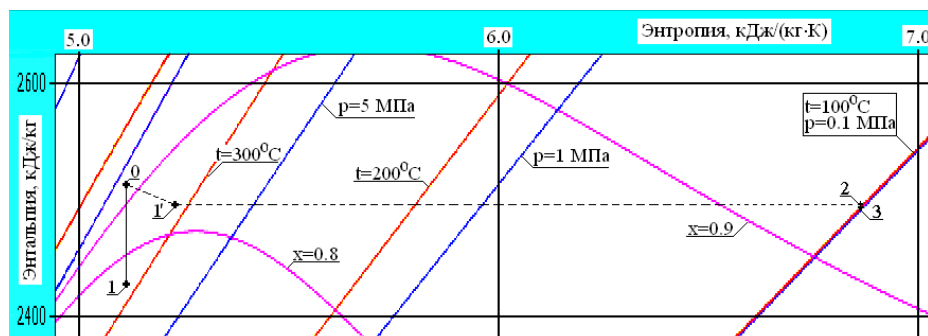


Рис. 2. Рабочий участок HS-диаграммы

Fig. 2. The working section of the HS-chart

Течение пара по 1-му паропроводу от парогенератора до пускового расширителя в первом приближении будем считать адиабатическим (поправки на потери энергии, обусловленные вязкостью пара, а также на потери тепла через поверхность паропровода в окружающую среду, сделаны ниже). На диаграмме процесс течения пара от точки 0 до точки 1 (состояние пара на входе в расширитель) изображен отрезком прямой вертикальной линии $S = const$. Учитывая большой объем пускового расширителя и большой диаметр трубы для вывода пара в атмосферу, можно уверенно предположить, что давление в ПР лишь незначительно превышает атмосферное давление. Поэтому на входе пара из парогенератора в расширитель должно произойти «запирание» потока пара, т. е. должна образоваться небольшая область вблизи входного отверстия с критическим давлением p_1 (на рис. 1 эта область ограничена пунктиром):

$$p_1 = p_0 \beta_{кр}. \quad (1)$$

Для водяного пара критическое отношение давлений $\beta_{кр} = 0,546$ [5], отсюда давление $p_1 = 9,65 \text{ МПа}$. Значения других термодинамических параметров в точке 1 определяются по диаграмме: температура $t_1 = 308,4 \text{ }^\circ\text{C}$, энтальпия $h_1 = 2427,2 \text{ кДж/кг}$, энтропия $S_1 = S_0 = 5,114 \text{ кДж/(кг}\times\text{К)}$, удельный объем $v_1 = 0,0149 \text{ м}^3/\text{кг}$, степень сухости $x \approx 0,773$.

Скорость пара на входе в ПР можно определить по формуле [10; 12]:

$$w_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} \approx 412,5 \text{ м/с}. \quad (2)$$

Очевидно, что при такой скорости необходимо учесть потери энергии, обусловленные вязкостью пара и шероховатостью стенки паропровода. Методика оцен-

ки этих потерь изложена в учебнике [12], справочнике [9] и в статьях [3; 4]. Для оценки удельной работы сил трения, которая совершается за счет энтальпии Δh , применяется формула Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta h = q = \lambda \frac{l_1 w_1^2}{d_1}, \quad (3)$$

где q — выделившееся тепло, λ — безразмерный коэффициент трения, зависящий от числа Рейнольдса Re . В данном случае

$$Re_1 = \frac{w_1 d_1}{\nu_1} = 5 \cdot 10^7,$$

где ν_1 — кинематическая вязкость пара. Для данного значения Re коэффициент трения λ практически не зависит от Re , и для его оценки можно применить формулу [12]:

$$\lambda = 0.067 \left(2.136 \frac{k}{d_1} \right)^{0.2}, \quad (4)$$

где k — шероховатость внутренней стенки паропровода. Значение этого параметра зависит от материала и качества его обработки. Для новых стальных труб k лежит в диапазоне от 0,014 до 0,06 мм, а через несколько лет эксплуатации может увеличиться до 1 мм [12].

С учетом потерь на вязкость формула для определения скорости w_1 принимает вид

$$w_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1 - \Delta h)}.$$

Подставляя сюда формулу (3), получаем:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2(h_0 - h_1)}{1 + \lambda \frac{l_1}{d_1}}}, \quad G = \frac{\pi d_1^2 w_1}{4 \nu_1}, \quad (5)$$

где G — максимально возможный расход пара через 1-й паропровод.

На рис. 3 и 4 приведены результаты расчетов, выполненных по формулам (5) для характерных значений шероховатости внутренней поверхности паропровода k . Как видно из этих графиков, скорость пара с учетом потерь на вязкость в 2-3 раза меньше приближенного значения, полученного по формуле (2). Далее, по графикам расхода и по максимальной производительности парогенератора (таблица 1), можно определить минимальный диаметр d_1 1-го паропровода: 35 мм. С учетом необходимого запаса надежности в проекте заложен диаметр $d_1 = 45$ мм, поэтому все дальнейшие расчеты сделаны для этого диаметра.

Начальное значение шероховатости принято равным $k = 0,06$ мм, $\lambda = 0,021$, скорость $w_1 = 180,1$ м/с, а работа сил трения и выделившееся тепло $\Delta h = q = 68,1$ кДж/кг. Отсюда можно оценить увеличение энтропии $\Delta S = q/(t_1 + 273) \approx 0,117$ кДж/(кг×К). Таким образом, течение пара по паропроводу от парогенератора до пускового расширителя на самом деле не является изозэнтропическим. Точка, изображающая состояние пара на входе в ПР с учетом работы сил трения (обозначена на рис. 2 номером 1'), лежит на той же изотерме-изобаре, что и точка 1, но смещена вправо на величину ΔS ; степень сухости $x_1 \approx 0,82$. Линия,

соединяющая точки 0 и 1', изображена пунктиром, как это принято для необратимых процессов.

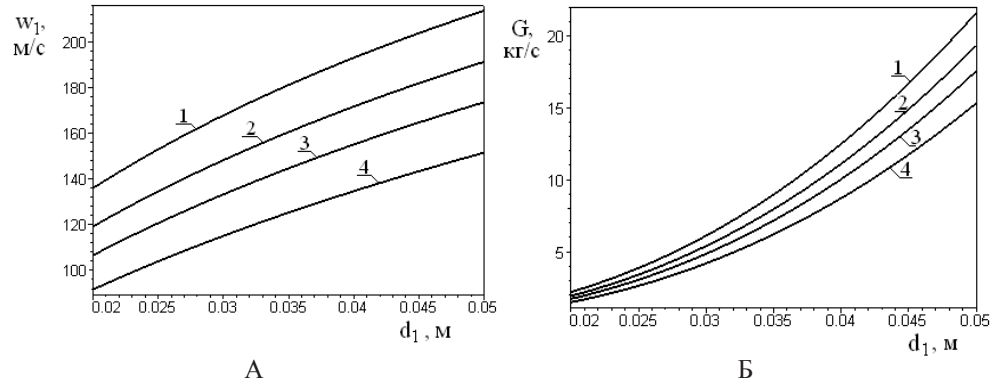


Рис. 3. Зависимость скорости (А) и максимального расхода (Б) пара на входе в пусковой расширитель от диаметра паропровода при характерных значениях шероховатости внутренней поверхности паропровода k : 1 — $k = 0,014$ мм; 2 — $k = 0,06$ мм; 3 — $k = 0,2$ мм; 4 — $k = 1$ мм

Fig. 3. The dependence of velocity (А) and the maximum flow rate (Б) of steam entering the starter reamer on steam pipe diameter with the characteristic surface roughness values of the inner steam pipe k : 1 — $k = 0.014$ mm; 2 — $k = 0.06$ mm; 3 — $k = 0.2$ mm; 4 — $k = 1$ mm

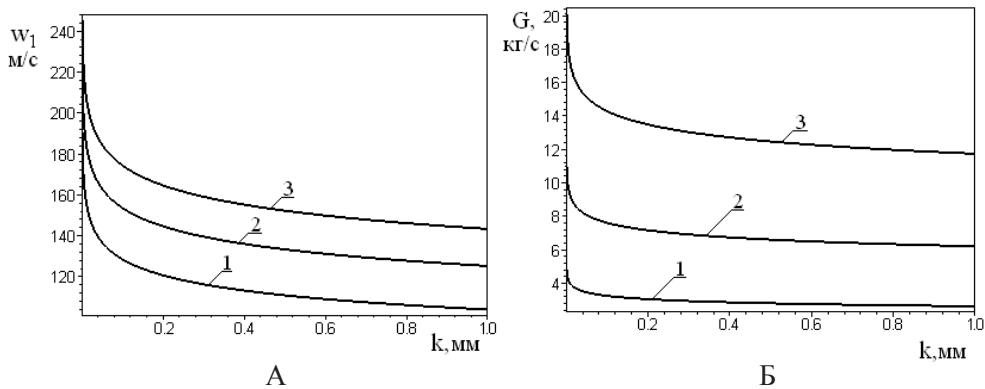


Рис. 4. Зависимость скорости (А) и максимального расхода (Б) пара на входе в пусковой расширитель от шероховатости k внутренней поверхности паропровода при различных значениях диаметра паропровода d_1 : 1 — $d_1 = 25$ мм; 2 — $d_1 = 35$ мм; 3 — $d_1 = 45$ мм

Fig. 4. The dependence of velocity (А) and the maximum flow rate (Б) of steam entering the starter reamer on the inner surface roughness k with different values of steam line steam pipe diameter d_1 : 1 — $d_1 = 25$ mm; 2 — $d_1 = 35$ mm; 3 — $d_1 = 45$ mm

Парогенератор рассчитан на работу в любых условиях, в том числе зимой при температуре окружающего воздуха до $-53\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поэтому необходимо оценить, насколько теплообмен с окружающей средой на поверхности паропровода повлияет на температуру пара. Оценку можно сделать по методике, изложенной в учебном пособии [7] и в статье [1]. Направим ось x по оси трубы в сторону движения пара. Если радиус трубы много меньше ее длины, то изменением температуры пара по сечению можно пренебречь по сравнению с изменением по длине трубы, т. е. считать температурное поле одномерным, зависящим только от координаты x . Теплообмен с окружающей средой в этом случае учитывают не в виде граничного условия, а включают в само уравнение теплопроводности, которое для установившегося режима принимает вид:

$$w_1 \frac{dt}{dx} = a \frac{d^2t}{dx^2} - \frac{4\alpha}{c\rho D_1} (t - t_{air}), \quad (6)$$

где a, c, ρ — температуропроводность, теплоемкость и плотность водяного пара, движущегося по паропроводу со скоростью w_1 ; D_1 — внешний диаметр паропровода; α — коэффициент теплообмена с окружающей средой на поверхности паропровода; t_{air} — температура окружающего воздуха. Выберем в качестве характерного размера диаметр трубы D_1 , и определим число Пекле $Pe = w_1 D_1 / a \approx 7,4 \times 10^7$. Т. к. $Pe \gg 1$, то кондуктивным членом d^2t/dx^2 можно пренебречь и записать уравнение (6) в безразмерном виде:

$$Pe \frac{d\theta}{dz} = - \frac{4\alpha D_1}{\kappa} \theta, \quad (7)$$

где безразмерная температура $\theta = (t - t_{air}) / (t_0 - t_{air})$, κ — теплопроводность пара, безразмерная координата $z = x / D_1$. Граничное условие для уравнения (7) можно записать в виде $t|_{x=0} = t_0$ или $\theta|_{z=0} = 1$. Интегрируя уравнение (7), получаем:

$$\theta = \exp\left(-\frac{4\alpha D_1}{\kappa \cdot Pe} z\right), \text{ или } t = (t_0 - t_{air}) \exp\left(-\frac{4\alpha}{c\rho w_1 D_1} x\right) + t_{air}. \quad (8)$$

Чтобы найти коэффициент теплообмена α , определим число Нуссельта $Nu = \alpha D_1 / \kappa_{air}$ с помощью эмпирической формулы для свободной конвекции в неограниченном объеме [7]:

$$Nu = B \cdot Ra^n, \quad Ra = \frac{(t_0 - t_{air}) \cdot g \cdot D_1^3}{(t_{air} + 273) \cdot \nu_{air} \cdot \alpha_{air}} \approx 6.8 \cdot 10^9, \quad (9)$$

где Ra — число Рэлея; $\alpha_{air}, \kappa_{air}, \nu_{air}$ — температуропроводность, теплопроводность и кинематическая вязкость наружного атмосферного воздуха; g — ускорение свободного падения. Для данного значения числа Рэлея эмпирические коэффициенты в формуле (9) для горизонтальных труб равны:

$$B = 0,135, \quad n = 1/3.$$

Подставляя эти коэффициенты в формулу (9), находим: $Nu \approx 255$, и, соответственно, $\alpha \approx 136 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$. Подставляя найденное значение α в формулу (7), получаем значение показателя экспоненты не более 0,005 даже при максимальном $z = l_1 / D_1 = 200$. Таким образом, учет теплообмена с окружающей средой дает пренебрежимо малую поправку: дополнительное падение температуры пара при его движении по паропроводу составит не более $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Итак, давление пара на входе в ПР $p_1 = 9,65$ МПа, т. е. почти 100 атмосфер, а давление в ПР, как показано ниже, лишь примерно на 1 процент превышает атмосферное давление, поэтому в первом приближении движение пара в расширителе можно рассматривать как расширение в пустоту. Это принципиально необратимый процесс, сопровождающийся ростом энтропии. На HS-диаграмме процесс расширения в пустоту можно изобразить отрезком горизонтальной прямой $\Delta h = const$ [6] от точки 1', параметры которой уже известны, до точки 2, координаты которой можно найти совместно с координатами точки 3 методом последовательных приближений.

Течение пара по 2-му паропроводу из ПР в атмосферу будем в первом приближении, как и для 1-го паропровода, считать адиабатическим. На HS-диаграмме изобразим его отрезком вертикальной прямой линии $S = const$ от точки 2 до точки 3. В данном случае нам заранее известно давление в точке 3: оно равно атмосферному. Выходящий пар, очевидно, должен быть насыщенным и влажным, поэтому его температура равна 100 °С, неизвестна только степень его сухости x_3 . Таким образом, положение точки 3 надо искать в двухфазной области на изотерме-изобаре 100 °С, 1 атм. Чтобы найти (в первом приближении) ее расстояние Δh до точки 2, оценим по расходу пара максимальную скорость пара на выходе в атмосферу:

$$w_{2max} = \frac{4x_1x_2x_3G_0v_3}{\pi d_2^2} \approx 55 \text{ м/с}, \quad (10)$$

$$\Delta h_{max} = \frac{1}{2} w_{2max}^2 \approx 1.5 \text{ кДж/кг}, \quad (11)$$

где v_3 — удельный объем пара на выходе в атмосферу, степень сухости $x_1 = 0,81$ (определена выше); значения сухости x_2 и x_3 в точках 2 и 3 заранее неизвестны, поэтому для оценки взяты их максимально возможные значения, равные 1.

Отсюда по диаграмме определяем в первом приближении параметры точек 2 и 3: давление $p_2 = 0,1024$ МПа, $p_3 = 0,1014$ МПа; температура $t_2 = 100,3$ °С, $t_3 = 100,0$ °С, энтальпия $h_2 = 2 495,3$ кДж/кг, $h_3 = 2 493,8$ кДж/кг, энтропия $S_2 = S_3 = 6,867$ кДж/(кг·К), удельный объем $v_2 = 1,524$ м³/кг, $v_3 = 1,54$ м³/кг, степень сухости $x_2 \approx x_3 \approx 0,92$. Подставляя эти значения в формулу (10), получаем значение скорости $w_2 \approx 42,40$ м/с.

Найдем поправку на вязкость для 2-го паропровода. Число Рейнольдса $Re_2 \approx 8,9 \times 10^5$ здесь так же, как и для 1-го паропровода, достаточно велико, поэтому для оценки удельной работы сил трения можно применить те же формулы (3)-(5), что и для 1-го паропровода. Принимая скорость пара на выходе в атмосферу $w_2 \approx 42,4$ м/с, определяем Δh по формуле, обратной (5):

$$\Delta h = \frac{1}{2} w_2^2 \left(1 + \lambda \frac{l_2}{d_2} \right) \approx 1.23 \text{ кДж/кг},$$

$$q = 0.33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad \Delta S = \frac{q}{t_3 + 273} = 0.9 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Отсюда определяем параметры точек 2 и 3 с поправкой на вязкость: давление $p_2 = 0,1024$ МПа, $p_3 = 0,1014$ МПа; температура $t_2 = 100,3$ °С, $t_3 = 100,0$ °С, эн-

таляпия $h_2 = 2\,495,3$ кДж/кг, $h_3 = 2\,494,1$ кДж/кг, энтропия $S_2 = 6,867$ кДж/(кг×К), $S_3 = 6,868$ кДж/(кг×К), удельный объем $v_2 = 1,52$ м³/кг, $v_3 = 1,54$ м³/кг, степень сухости $x_2 \approx x_3 \approx 0,92$. Подставляя эти значения в формулу (10), получаем значение скорости с поправкой: $w_2 \approx 42,37$ м/с. Ввиду незначительности поправки, считаем полученный результат окончательным.

Выводы

- 1) Получена простая приближенная формула (5), позволяющая сразу, не прибегая к итерациям, определить скорость пара на выходе из паропровода с учетом вязкости пара и шероховатости внутренней поверхности паропровода. Формула применима для больших чисел Рейнольдса Re , когда можно пренебречь зависимостью безразмерного коэффициента трения λ от Re . Построены графики зависимости скорости и максимального расхода пара на входе в пусковой расширитель от диаметра паропровода и от шероховатости внутренней поверхности паропровода. С учетом необходимого запаса надежности определен минимальный внутренний диаметр паропровода ПГ — ПР, равный $d_1 = 45$ мм.
- 2) Рассчитаны термодинамические параметры пара в характерных узлах пускового расширителя парогенераторной установки и в соответствующих точках HS-диаграммы. Результаты приведены в таблице 2.

Таблица 2

Термодинамические параметры водяного пара в узлах ПР

Table 2

Thermodynamic parameters of water vapor in the SR sites

Точка на HS-диаграмме	Температура t , °С	Давление p , МПа	Удельная энтальпия, h , кДж/кг	Удельная энтропия, S , кДж/(кг×К)	Удельный объем v , м ³ /кг	Степень сухости, x
0	355	17,67	2 512,3	5,114	0,0077	1,0
1	308,4	9,65	2 427,2	5,114	0,0149	0,77
1'	308,4	9,65	2 495,3	5,231	0,0158	0,82
2	100,3	0,1024	2 495,3	6,867	1,52	0,92
3	100,0	0,1014	2 494,1	6,868	1,54	0,92

- 3) Определены скорости пара на входе в пусковой расширитель: $w_1 \approx 180$ м/с, и на выходе в атмосферу: $w_2 \approx 42,4$ м/с.
- 4) Показано, что при определении скорости движения пара по паропроводу ПГ — ПР необходимо учитывать потери энергии на вязкость пара и шероховатость поверхности, т. к. без их учета расчет дает значение скорости, завышенное более чем в 2 раза.
- 5) Показано, что, в отличие от паропровода ПГ — ПР, поправка на вязкость для паропровода ПР — атмосфера пренебрежимо мала из-за большого диаметра трубы и меньшей скорости движения пара.

- б) Показано, что учет влияния теплоотдачи в окружающую среду дает незначительную поправку к температуре пара: не более 2,5 °С для обоих паропроводов.

Полученные результаты использованы при проектировании пускового расширителя парогенераторной установки EF-48-SG-GF-2577-V на Усинском нефтяном месторождении. После запуска парогенераторной установки в 2017 г. будут произведены замеры термодинамических параметров пара, также будет выполнено их сравнение с расчетными значениями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бахмат Г. В. Тепловой режим гидравлических испытаний резервуара вертикального стального объемом 20 000 м³ / Г. В. Бахмат, А. А. Кислицын, У. Ю. Шастунова // Вестник Тюменского государственного университета. 2011. № 7. С. 64-72.
2. Бурже Ж. Термические методы повышения нефтеотдачи пластов / Ж. Бурже, П. Сурио, М. Комбарну. М.: Недра, 1989. 422 с.
3. Горбатилов В. А. Математическая модель технологии дискретных закачек в системах поддержания пластового давления / В. А. Горбатилов, М. В. Зубов, А. А. Кислицын // Вестник Тюменского государственного университета. 2005. № 4. С. 76-81.
4. Горбатилов В. А. Системы ППД в новых условиях, новые требования и пути их реализации / В. А. Горбатилов, М. В. Зубов, А. А. Кислицын // Нефтяное хозяйство. 2006. № 1. С. 56-58.
5. Диаграмма HS для воды и водяного пара, Version 2.4.2013.1208.
URL: www.neurothermal.ru/SplitLOG@2013_IAPWS-IF97. URL: www.iaps.org
6. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. М.: Наука, 1979. 512 с.
7. Кислицын А. А. Основы теплофизики: учебное пособие / А. А. Кислицын. Тюмень: ТюмГУ, 2002. 152 с.
8. Парогенераторная установка модели EF-48-SG-GF-2577-V: Руководство по эксплуатации / EN-FAB. Houston, USA. 33 с.
9. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А. С. Юрьева. СПб: Мир и семья, 2001. 1154 с.
10. Теплотехника: Учебник для вузов / под ред. В. Н. Луканина. 2-е изд., перераб. М.: Высш. шк., 2000. 671 с.
11. Червонец С. А. Некоторые аспекты разработки тепловыми методами месторождений с высоковязкими нефтями / С. А. Червонец // Оптимизация технологии разработки нефтяных месторождений / под общ. ред. Л. С. Бриллианта. Тюмень: Цессия, 2008. С. 159-174.
12. Шабаров А. Б. Гидрогазодинамика: учебное пособие / А. Б. Шабаров. Тюмень: Изд-во Тюменского государственного университета, 2011. 404 с.

Gennady V. BAKHMAT¹
Anatoliy A. KISLITSYN²
Svetlana V. ULYBINA³

CALCULATION OF THERMODYNAMIC PARAMETERS FOR THE STARTER REAMER OF STEAM GENERATOR UNIT¹

¹ Cand. Sci. (Tech.), Professor,
Department of Mechanics of Multiphase Systems,
Institute of Physics and Technology, Tyumen State University
gennadiy.bakhmat@gmail.com

² Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor,
Department of Experimental Physics and Nanotechnologies,
Institute of Physics and Technology, Tyumen State University
akislicyn@utmn.ru

³ 2nd year Master Student, Tyumen State University;
3rd Category Engineer, TyumenNIPineft
sveta1993_08@mail.ru

Abstract

The purpose of this work is the calculation of the thermodynamic parameters of steam in the node “steam generator — starter reamer” for the newly designed steam unit. The dependence of the velocity and the maximum steam consumption from the pipe diameter and the roughness of its surface were investigated to determine the parameters that suffice the technological requirements. The simple approximate formula was obtained, which is applicable for high Reynolds numbers, and which allows to determine the velocity of the vapor at the exit of the steam pipe without resorting to iteration, taking into account the viscosity of steam and the inner surface roughness of the steam pipe. The calculations are performed with HS-diagram. The “lock-effect” of vapor stream on exit from the steam

¹ The study has been carried out with the partial financial support of the Russian Federation President Grant Council for the governmental support of the leading scholar schools in Russia (NSh-6987.2016.1).

Citation: Bakhmat G. V., Kislitsyn A. A., Ulybina S. V. 2016. “Calculation of Thermodynamic Parameters for the Starter Reamer of Steam Generator Unit”. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 2, no 4, pp. 41-53.
DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-41-53

generator to starter reamer for high pressure differential was taken into account. The studies concluded to the findings of the pressure, temperature, specific entropy, specific enthalpy and specific volume and water vapor velocity on technologic scheme: “steam generator — steam conductor — starter reamer — second steam conductor — the atmosphere”. It proves that energy losses, which are caused by vapor viscous and tube roughness, give considerable (more than 50%) correction to vapor velocity for the first steam conductor. At the same time similar amendments for the second steam conductor are negligible due to the lower rate of vapor movement. It is also proved that the heat-exchange with surrounding air even in the winter season gives small correction (less than 2.5 °C). The received results were used to project the new starter reamer for steam generator model EF-48-SG-GF-2577-V on the Usinsk oil field.

Keywords

Steam generator, starting expander steam enthalpy, entropy, HS-chart.

DOI: 10.21684/2411-7978-2016-2-4-41-53

REFERENCES

1. Bakhmat G. V., Kislitsyn A. A., Shastunova U. Yu. 2011. “Teplovoy rezhim gidravlicheskikh ispytaniy rezervuara vertikal'nogo stal'nogo ob'emom 20 000 m³” [The Thermal Hydraulic Mode for Testing Vertical Steel Tanks of 20,000 m³ Volume]. Tyumen State University Herald, no 7, pp. 64-72.
2. Bourget J., Souriau P., Kombarnu M. 1989. Termicheskie metody povysheniya nefteotdachi plastov [Thermal EOR Methods]. Moscow: Nedra.
3. Chervonets S. A. 2008. “Nekotorye aspekty razrabotki teplovymi metodami mestorozhdeniy s vysokovyazkimi neftyami” [Some Aspects of the Development of Methods of Thermal Fields with High-Viscosity Oil]. In: Brilliant L. S. (ed.). Optimizatsiya tekhnologii razrabotki neftyanykh mestorozhdeniy, pp. 159-174. Tyumen: Tsessiya.
4. EN-FAB. Parogeneratornaya ustanovka modeli EF-48-SG-GF-2577-V: Rukovodstvo po ekspluatatsii [Steam Generating Units Model EF-48-SG-GF-2577-V: Operating Instructions]. Houston.
5. Gorbatikov V. A., Zubov M. V., Kislitsyn A. A. 2005. “Matematicheskaya model' tekhnologii diskretnykh zakachek v sistemakh podderzhaniya plastovogo davleniya” [Mathematical Model of Digital Downloads Technologies in Reservoir Pressure Maintenance Systems]. Tyumen State University Herald, no 4, pp. 76-81.
6. Gorbatikov V. A., Zubov M. V., Kislitsyn A. A. 2006. “Sistemy PPD v novykh usloviyakh, novye trebovaniya i puti ikh realizatsii” [PPD Systems in a New Environment, New Requirements and Ways for Their Implementation]. Neftyanoe khozyaystvo, no 1, pp. 56-58.
7. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheyndlin A. E. 1979. “Tekhnicheskaya termodinamika” [Engineering Thermodynamics]. Moscow: Nauka.
8. Kislitsyn A. A. 2002. Osnovy teplofiziki: uchebnoe posobie [Fundamentals of Thermal Physics: A Tutorial]. Tyumen: Tyumen State University Publishing House.

9. Lukanin V. N. (ed.). 2000. Teplotekhnika: Uchebnik dlya vuzov [Heat: University Textbook], 2nd edition, revised. Moscow: Vyssh. shk.
10. Shabarov A. B. 2011. Gidrogazodinamika: uchebnoe posobie [Fluid Dynamics: A Tutorial]. Tyumen: Tyumen State University Publishing House.
11. SplitLOG@2013 IAPWS-IF97. Diagramma HS dlya vody i vodyanogo para [HS Diagram for Water and Steam], version 2.4.2013.1208. www.neurothermal.ru; www.iaps.org
12. Yuryev A. S. (ed.). 2001. Spravochnik po raschetam gidravlicheskih i ventilyatsionnykh system [Handbook of Hydraulic Calculations and Ventilation Systems]. St. Petersburg: Mir i semya.