
**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО
КОНДЕНСАТОРА ПАРА ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ
С БОЛЬШИМ СОДЕРЖАНИЕМ НЕКОНДЕНСИРУЮЩИХСЯ ГАЗОВ¹**

© 2021 г. О. О. Мильман^{a, b, *}, А. Ю. Картуесова^{a, b}, В. С. Крылов^{a, b},
К. Б. Минко^{b, c}, А. В. Птахин^{a, b}

^aЗАО НПВП “Турбокон”, ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248010 Россия

^bКалужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

^cНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 25.05.2021 г.

После доработки 09.06.2021 г.

Принята к публикации 26.06.2021 г.

Разработаны методика и программа расчета конденсатора пара из парогазовой смеси (ПГС) с сохранением ее скорости по глубине трубного пучка. При постоянной скорости ПГС по мере конденсации пара сохраняется высокая интенсивность тепломассообмена вследствие динамического воздействия потока, но одновременно происходит потеря давления, в результате чего температура насыщения пара в ПГС снижается. Программа использована для расчета оптимальной скорости пара в конденсаторе с большим содержанием неконденсирующихся газов. При оптимизации учтено соотношение между интенсификацией тепломассообмена при увеличении скорости ПГС и снижением температуры насыщения пара в смеси из-за роста потерь давления. Целевой функцией являлась минимальная площадь поверхности теплообмена при заданной степени конденсации пара в трубном пучке. Проведены расчеты при давлении 5–30 кПа на входе в трубный пучок, температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 12–30°C, скорости воды в трубах 1–4 м/с, длине труб 4–12 м и концентрации неконденсирующихся газов (НKG) на входе 1–20% при расходе ПГС 1 кг/с. Выполнена оценка влияния отложений на поверхности труб на интенсивность теплообмена в процессе эксплуатации, а также влияния точности расчета коэффициента теплопередачи на результаты расчета оптимальной скорости. Получены зависимости площади поверхности теплообмена от скорости ПГС и зависимость оптимальной скорости ПГС от температуры и скорости охлаждающей воды, давления конденсации и других параметров. Оптимальное значение скорости ПГС лежит в области более 40 м/с, что необходимо учитывать при проектировании конденсаторов.

Ключевые слова: конденсация, интенсификация, парогазовая смесь, температура насыщения, потеря давления, неконденсирующиеся газы, оптимальная скорость, концентрация, трубный пучок, поверхность теплообмена

DOI: 10.1134/S0040363621120067

В [1–4] приведены результаты экспериментов и расчетов коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара из парогазовой смеси на горизонтальном трубном пучке при объемной концентрации неконденсирующихся газов до 15%, а также результаты испытаний модуля конденсатора с примерно постоянной скоростью пара. В работах [5–8] представлена информация по методике компьютерного расчета процесса конденсации водяного пара с помощью 2D-моделирования.

С ростом скорости ПГС по мере конденсации пара тепломассообмен интенсифицируется, но одновременно увеличиваются потери давления. Таким образом, температура насыщения пара в ПГС снижается вследствие роста концентрации НKG и понижения общего давления смеси. Соотношение между интенсификацией тепломассообмена и снижением температуры насыщения — предмет оптимизации. В качестве целевой функции в работе был принят минимум площади поверхности теплообмена при заданной степени конденсации пара в трубном пучке.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 17-19-01604 от 24.05.2017).

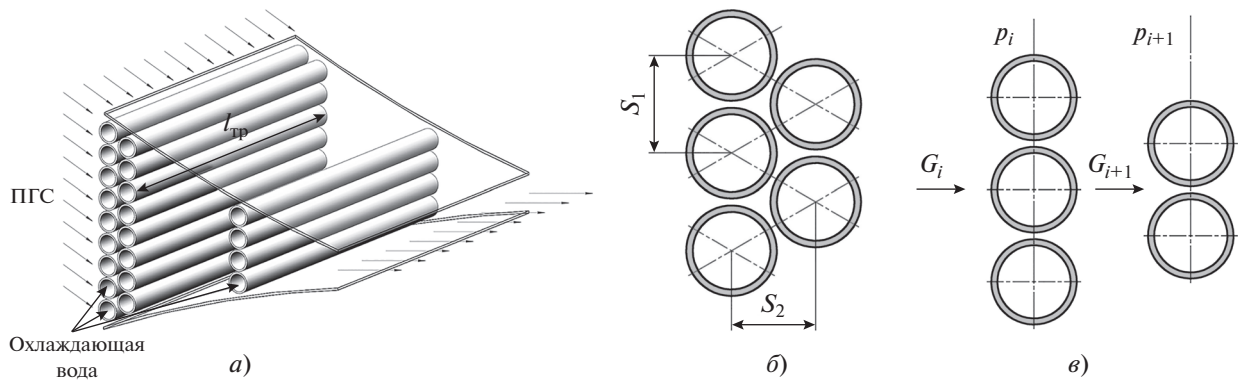


Рис. 1. Компонровка парового канала (а), разбивка трубного пучка (б) и характеристики трубного ряда (в) конденсатора с постоянной скоростью ПГС.
 $l_{\text{тр}}$ — длина трубы; p , G — давление и расход ПГС; i — номер ряда

ПРОГРАММА И МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОНДЕНСАТОРА

На основе полученных ранее экспериментальных данных [2] была разработана программа расчета модуля конденсатора пара, содержащегося в ПГС. Теплоотдача от ПГС к теплообменным трубам описана формулой

$$\frac{\alpha}{\alpha_B} = (1 + 0.74\Pi)(1 - 0.76\nu_{\text{вз}}^{0.37}), \quad (1)$$

где α — коэффициент теплоотдачи ПГС, Вт/(м² · К);
 $\alpha_B = 28.3\Pi^{0.08}\text{Nu}_h^{-0.58}$ — коэффициент теплоотдачи чистого движущегося пара по данным Бермана [9, 10], Вт/(м² · К); Nu_h — число Нуссельта для конденсации чистого неподвижного пара на горизонтальной трубе; $\Pi = \frac{\rho_n w^2}{\rho_k g d_n}$ — модифицированное число Фруда; $\nu_{\text{вз}}$ — объемная концентрация НКГ (воздуха) в паре, %; ρ_n , ρ_k — плотность пара и конденсата, кг/м³; w — скорость ПГС в узком сечении трубного пучка, м/с; d_n — наружный диаметр трубы, м; g — ускорение свободного падения.

Обработка данных по уравнению (1) имеет более высокую погрешность аппроксимации (до 10%) по сравнению с предложенной ранее в [2]:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{Nu}}} = 28.3\Pi^{0.08}\text{Nu}_h^{-0.58}(1 + 245\Pi)^{0.33}e^{-11\nu_{\text{вз}}\Pi^{0.35}-0.84}, \quad (2)$$

где α_{Nu} — коэффициент теплоотдачи при конденсации чистого неподвижного пара, Вт/(м² · К).

Однако формула (1) удовлетворительно работает в более широком диапазоне концентрации НКГ при $\Pi > 0.09$.

Теплообмен к воде рассчитывали по формуле для числа Nu_B при стабилизированном течении [11]

$$\text{Nu}_B = \frac{\text{Re}_B \text{Pr}_B \xi}{8 \times \left[1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\text{Pr}_B^{2/3} - 1) \right]}, \quad (3)$$

где $\xi = (1.82 \lg \text{Re} - 1.64)^{-2}$ — коэффициент сопротивления трения по П.Л. Филоненко; Re_B , Pr_B — числа Рейнольдса и Прандтля для воды.

Потери давления Δp при обтекании трубного пучка из z рядов определяли по данным [11] по формуле

$$\Delta p = \text{Eu} z \frac{\rho_{\text{см}} w^2}{2}, \quad (4)$$

где $\text{Eu} = 5.2 \left[1 / \left(\frac{S}{d_n} - 1 \right) \right]^{0.25} \text{Re}^{-0.29}$ — число Эйлера;

$\text{Re} = \frac{w d_n}{\nu_n}$ — число Рейнольдса; S — шаг треугольной разбивки трубного пучка, м; ν_n — кинематический коэффициент вязкости пара, м²/с.

Расчетная схема трубного пучка с постоянной скоростью пара показана на рис. 1.

Программа выполняет расчет теплосъема при конденсации пара на трубном пучке i -го ряда. Расход G , давление ПГС p и массовая концентрация НКГ m на входе в $i + 1$ -й ряд определены условиями работы i -го ряда, в частности

$$G_{i+1} = G_i - \Delta G_i; \quad p_{i+1} = p_i - \Delta p_i; \quad m_{i+1} = m_i \frac{G_i}{G_{i+1}}.$$

Температуру насыщения пара в смеси вычисляют при новых значениях давления p_{i+1} и концентрации НКГ m_{i+1} .

Для корректности сопоставления результатов расчета при прочих равных условиях принят следующий порядок вычислений:

первым выполняется расчет числа рядов трубного пучка при скорости ПГС заведомо выше оптимальной, например 100 м/с;

определяется предельная концентрация НКГ $\langle m_i \rangle$, которая может быть достигнута при такой скорости. Эта концентрация соответствует такой потере давления, когда температура насыщения t_s становится близкой к температуре охлаждающей воды на входе в трубный пучок t_b ;

все последующие расчеты производятся с определением числа рядов (и, следовательно, площади поверхности теплообмена) до достижения концентрации $\langle m_i \rangle$, т.е. во всех вариантах имеются одинаковый теплосъем и одинаковая степень конденсации пара.

По результатам расчета строится график зависимости площади поверхности теплообмена F от скорости парогазовой смеси w , на котором отсекается нижняя часть кривой, где площадь изменяется в пределах $[F_{\min}; 1.01 F_{\min}]$. Для иллюстрации влияния на результаты расчета разных факторов был выбран следующий базовый вариант значений параметров:

Расход пара, кг/с	1.0
Давление пара на входе в трубный пучок p_n , кПа	10.0
Температура охлаждающей воды на входе t_b , °C	15
Скорость воды в трубах w_b , м/с	2
Длина труб $l_{тр}$, м	6
Диаметр трубы d_n , мм	25
Шаг труб (равносторонний треугольник) S , мм	31
Концентрация НКГ на входе $v_{вз}$, %	5.0

На рис. 2 приведены зависимости относительной площади поверхности теплообмена $F/F_{\min}$ от скорости ПГС. На рис. 3 эти же данные обработаны в виде зависимости оптимальной скорости от переменного параметра (на рисунке штрихпунктирной линией обозначен диапазон значений оптимальной скорости пара при увеличении площади поверхности на 1% $F_{\min}$).

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Рассматривая результаты расчета на рис. 2, 3, необходимо учитывать, что при отклонении скорости ПГС от оптимального значения не только

увеличивается площадь поверхности теплообмена, но и одновременно повышается расход охлаждающей воды. Иными словами, оптимизация скорости имеет двойной эффект: в точке оптимума минимальны площадь поверхности теплообмена и расход охлаждающей воды.

На рис. 4 приведена зависимость оптимальной скорости ПГС $w_{\text{опт}}$ от разности температур $\Delta t = t_s - t_b$. При сопоставлении данных рис. 4 и рис. 3, а можно понять причину уменьшения оптимальной скорости при снижении давления. Это происходит тогда, когда разность Δt изначально мала и любая потеря давления, связанная с ростом скорости, существенно влияет на температурный напор тепломассопереноса, уменьшая теплосъем с труб.

Существенное влияние скорости охлаждающей воды на $w_{\text{опт}}$ ПГС (см. рис. 3, в) объясняется следующим: до тех пор, пока коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к охлаждающей воде α_b составляет 8–10 кВт/(м² · К) и более, основное влияние на него оказывает скорость ПГС. Но при $\alpha_b \leq 6$ кВт/(м² · К) интенсификация теплообмена за счет скорости ПГС становится неэффективной: растут потери давления, уменьшается t_s , а рост коэффициента теплопередачи от ПГС не компенсирует эти потери.

Представляется несколько неожиданным заметное влияние длины теплообменных труб (см. рис. 2, г и 3, г). Здесь скрыт тот факт, что по мере нагрева воды в трубе локальное значение теплового потока уменьшается и в конденсаторе возникает неравномерность теплосъема, описанная в [12]. В коллектор газоудаления поступает избыток неконденсирующегося пара из зоны высокой температуры охлаждающей воды либо в зоне низкой температуры формируется объем, занятый неконденсирующимися газами. Этот эффект нарастает по мере увеличения длины труб и, как следствие, уменьшает $w_{\text{опт}}$.

Слабое влияние начальной концентрации НКГ на $w_{\text{опт}}$ (см. рис. 3, д) также можно легко объяснить. После прохождения нескольких первых рядов труб концентрация НКГ заметно растет, т.е. хвостовая часть канала работает одинаково во всех рассмотренных случаях, это и объясняет слабое влияние НКГ на значение оптимальной скорости пара.

На рис. 5 показано влияние эксплуатационных факторов (термического сопротивления отложений на поверхности труб $R_{\text{отл}}$) на оптимальные скорости ПГС, которое не отличается от влияния скорости воды и может быть вызвано термическим сопротивлением отложений и теплоотдачей от стенки к воде.

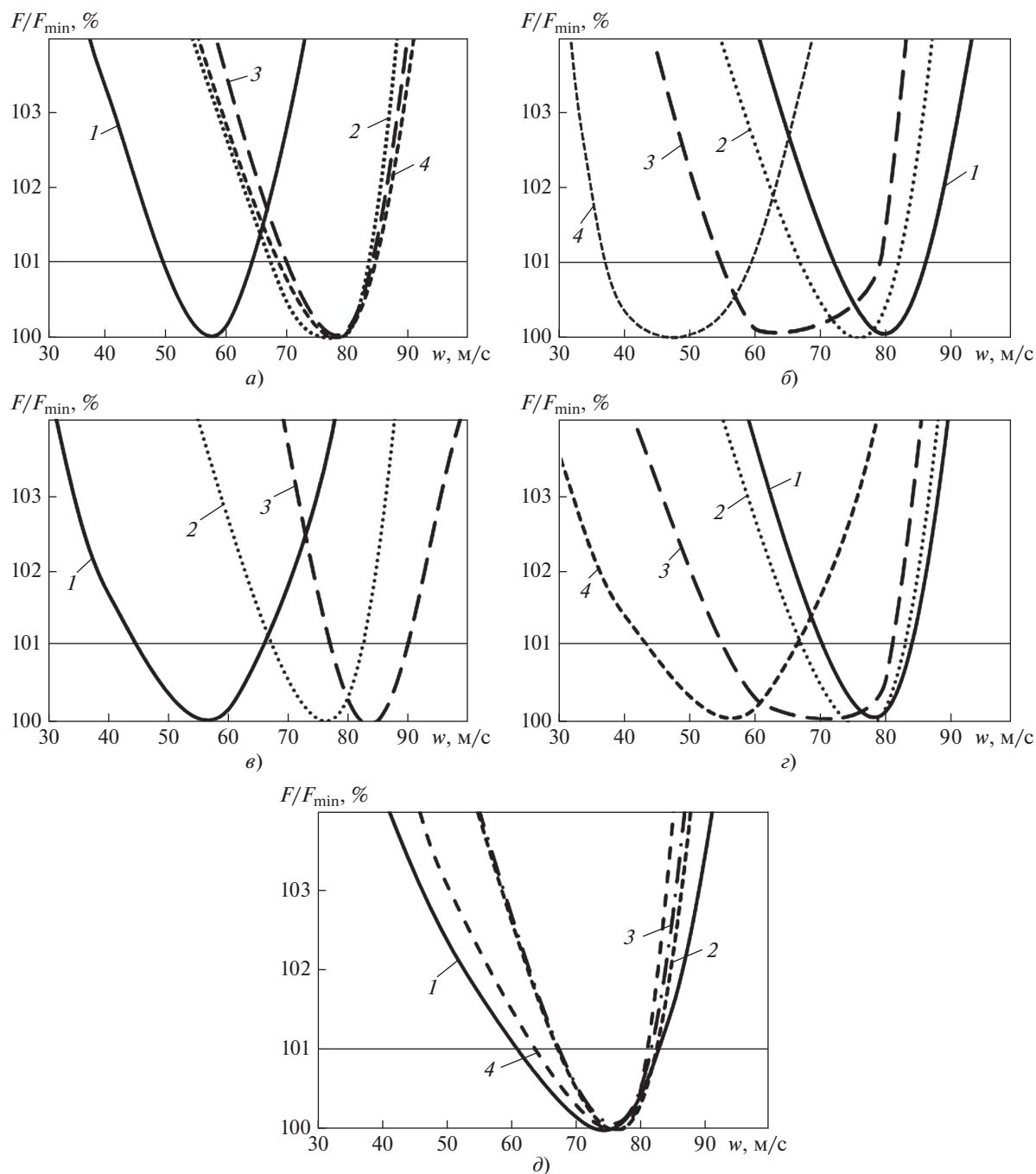


Рис. 2. Зависимость относительной площади поверхности теплообмена от скорости ПГС.

$a - p_n$, кПа: 1 – 5; 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; $б - t_B$, °C: 1 – 12; 2 – 15; 3 – 20; 4 – 30; $в - w_B$, м/с: 1 – 1; 2 – 2; 3 – 4; $г - l_{тр}$, м: 1 – 4; 2 – 6; 3 – 8; 4 – 12; $д - v_{вз}$, %: 1 – 1; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 20

Влияние погрешности в определении коэффициента теплопередачи (рис. 6) демонстрирует слабую зависимость оптимальной скорости от этого фактора в пределах $\pm 20\%$ расчетного значения, что подтверждает корректность выводов из проведенного анализа и возможность использования этих данных для проектирования высокоэффективного конденсатора ПГС.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная программа расчета конденсатора пара позволяет определить форму канала для конденсации ПГС с минимальным значением площади поверхности теплообмена.
2. Оптимальное значение скорости парогазовой смеси находится в области достаточно высоких значений, как правило, более 40 м/с.

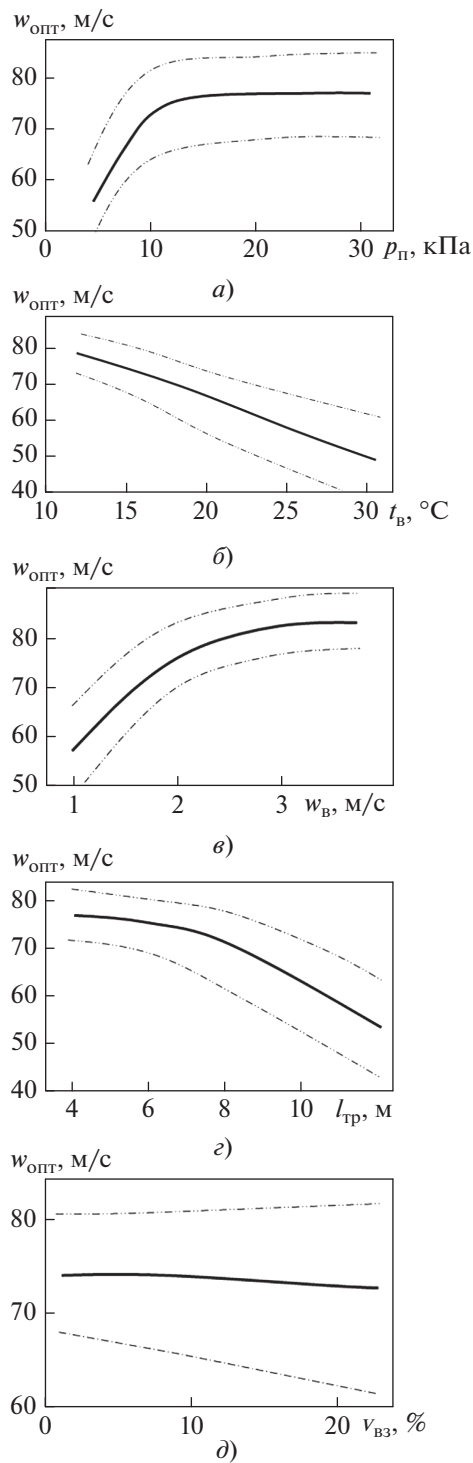


Рис. 3. Зависимость оптимальной скорости ПГС от p_n (а), t_b (б), w_b (в), l_{tr} (г), v_{vz} (д)

3. В реальных условиях работы конденсатора пара из парогазовой смеси возможны автоколебания труб под воздействием потока, что ограничит максимальное значение скорости парогазовой смеси для теплообменного аппарата.

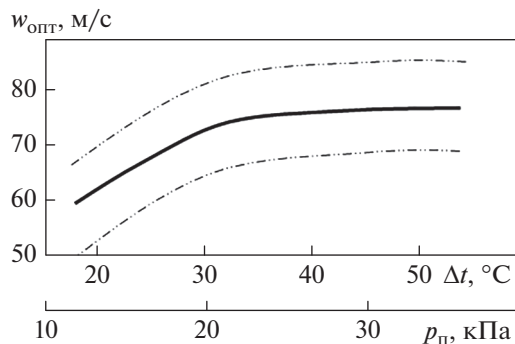


Рис. 4. Зависимость оптимальной скорости ПГС от разности температур Δt

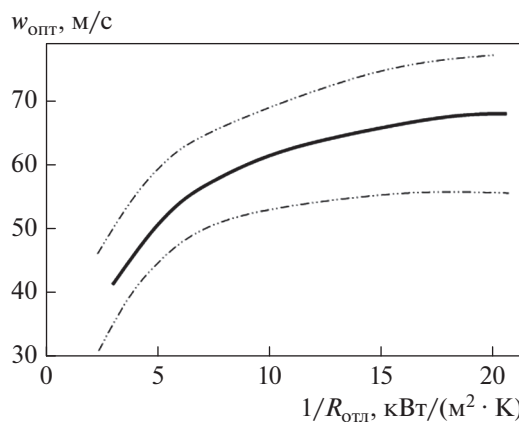


Рис. 5. Зависимость оптимальной скорости ПГС от $1/R_{отл}$

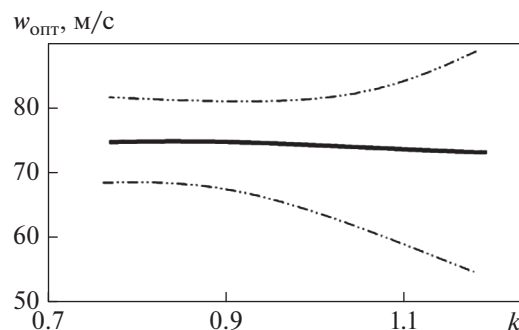


Рис. 6. Зависимость оптимальной скорости пара от заданной погрешности k при расчете коэффициента теплопередачи

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мильман О.О., Никиточкин В.П. Компоновка трубного, пучка конденсатора пара // Теплоэнергетика. 1991. № 5. С. 56–60.
2. Высокоэффективный конденсатор пара из парогазовой смеси / О.О. Мильман, В.С. Крылов, А.В. Пташин, А.В. Кондратьев, Г.Г. Яньков // Теплоэнергетика. 2017. № 12. С. 16–26. <https://doi.org/10.1134/S0040363617120074>
3. A numerical model of forced convection condensation on a horizontal tube in the presence of noncondensables /

- K.B. Minko, G.G. Yankov, O.O. Milman, V.S. Krylov // J. Phys.: Conf. Ser. 2017. V. 891. № 1. P. 012138. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012138>
4. **Forced** convection condensation of steam in the presence of a noncondensable gas – a numerical model / V.I. Artemov, K.B. Minko, G.G. Yan'kov, O.O. Milman // Intern. Heat Transfer Conf. Beijing, China, 2018. P. 2401–2408. <https://doi.org/10.1615/IHTC16.cod.023150>
 5. **A mathematical** model of forced convection condensation of steam on smooth horizontal tubes and tube bundles in the presence of noncondensables / K.B. Minko, G.G. Yankov, V.I. Artemov, O.O. Milman // Int. J. Heat Mass Transfer. 2019. V. 140. P. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2019.05.099>
 6. **Верификация** математической модели пленочной конденсации пара из движущейся паровоздушной смеси на пучке из гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Ян'ков, В.С. Крылов // Теплоэнергетика. 2019. № 11. С. 43–51. <https://doi.org/10.1134/S0040363619110031>
 7. **Численное** моделирование конденсации пара при течении парогазовой смеси в канале переменного сечения с пучком гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, В.И. Артемов, Г.Г. Ян'ков, В.С. Крылов // Теплоэнергетика. 2019. № 12. С. 68–76. <https://doi.org/10.1134/S0040363619120063>
 8. **Инженерная** модель конденсации пара из движущейся парогазовой смеси в канале переменного сечения с пучком гладких горизонтальных труб / К.Б. Минко, Г.Г. Ян'ков, В.И. Артемов, В.С. Крылов, А.А. Клементьев // Теплоэнергетика. 2021. № 9. С. 51–63. <https://doi.org/10.1134/S0040363621080063>
 9. **Берман Л.Д.** Влияние потока вещества на конвективную теплоотдачу при испарении и конденсации // Теплоэнергетика. 1956. № 2. С. 25–30.
 10. **Берман Л.Д., Туманов Ю.А.** Исследование теплоотдачи при конденсации движущегося пара на горизонтальной трубе // Теплоэнергетика. 1962. № 10. С. 77–83.
 11. **Справочник** по теплообменникам. Т. 1 / под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987.
 12. **Исследование** параллельной работы секций вакуумного конденсатора в условиях неравномерного охлаждения / О.О. Мильман, А.Ю. Картуесова, Г.Г. Ян'ков, А.В. Птахин, В.С. Крылов, М.О. Корлякова // Теплоэнергетика. 2019. № 2. С. 5–12. <https://doi.org/10.1134/S0040363619020024>
 13. **Новое** направление в создании высокоэффективных конденсаторов паротурбинных установок / В.А. Федоров, О.О. Мильман, В.И. Артемов, Д.В. Федоров, П.А. Ананьев, А.А. Кирюхина // Вестник МЭИ. 2010. № 3. С. 37–43.
 14. **Федоров В.А., Мильман О.О.** Конструктивно-компоновочные характеристики конденсационных установок паровых турбин // Теплоэнергетика. 2014. № 1. С. 24–31. <https://doi.org/10.1134/S0040363614010020>

Optimizing Parameters of a High-Efficiency Steam Condenser from a Steam-Gas Mixture with a Large Content of Noncondensing Gases

O. O. Milman^{a, b, *}, A. Yu. Kartuesova^{a, b}, V. S. Krylov^{a, b}, K. B. Minko^{b, c}, and A. V. Ptakhin^{a, b}

^a ZAO NPVP Turbokon, Kaluga, 248010 Russia

^b Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

^c National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^{*}e-mail: turbocon@kaluga.ru

Abstract—A method and a program for calculating a steam condenser from a steam-gas mixture (SGM) while maintaining its velocity along the depth of the pipe bundle have been developed. At a constant velocity of the SGM, as the steam condenses, a high intensity of heat and mass transfer remains due to the dynamic effect of the flow, but there is a loss of pressure at the same time, as a result of which the saturation temperature of steam in the SGM decreases. The program was used to calculate the optimal steam velocity in a condenser with a high content of noncondensable gases. The optimization took into account the ratio between intensification heat and mass transfer with an increase in the SGM rate and decrease in temperature saturation steam in the mixture due to an increase in pressure loss. The target function was the minimum heat-transfer surface area for a given degree of vapor condensation in the tube bundle. Calculations have been carried out at a pressure of 5–30 kPa at the inlet to the tube bundle, the temperature of cooling water at the inlet to the condenser 12–30°C, water velocity in the pipes 1–4 m/s, length of pipes 4–12 m, and concentration of noncondensable gases (NCG) at the inlet 1–20% at an SGM flow rate of 1 kg/s. An assessment of the influence of deposits on the surface of pipes on the intensity of heat transfer during operation, as well as the influence of the accuracy of calculating the heat-transfer coefficient on the results of calculating the optimal speed, has been carried out. The dependences of the surface area of the heat-exchange surface on the velocity of the SGM and the dependence of the optimal velocity of the SGM on the temperature and speed of the cooling water, the condensation pressure, and other parameters have been obtained. The optimal value of the SGM velocity lies in the region of more than 40 m/s, which must be taken into account when designing capacitors.

Keywords: condensation, intensification, vapor-gas mixture, saturation temperature, pressure loss, noncondensable gases, optimal velocity, concentration, tube bundle, heat-exchange surface