

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ОПТИМАЛЬНЫХ СООТНОШЕНИЙ СКОРОСТЕЙ РАБОЧИХ СРЕД ПРИ ОБТЕКАНИИ ПУЧКОВ ГЛАДКИХ ТРУБ

Д. У. Сугиров

*Каспийский государственный университет технологий и инжиниринга
им. Ш. Есенова, г. Актау (Казахстан)*

Технико-экономический анализ позволяет найти наивыгоднейшие скорости продуктов сгорания и воздуха в газоходах воздухоподогревателей котельных установок, исходя из минимальных расчетных затрат создания и эксплуатации их. Этот метод, однако, не учитывает условий надежности работы поверхности по прочности при различных нагрузках, по золовому износу (при сжигании твердых топлив) и забиванию золой межтрубного пространства (для любых топлив). Поэтому в тех случаях, когда реализация экономически наивыгоднейшей

скорости не встречает препятствий по причинам надежности, она является оптимальной.

В противном случае оптимальной считается скорость, ближайшая к наивыгоднейшей и допустимая по другим условиям (по золотому износу и заносу, обеспечению вибрационной безопасности).

Определение наивыгоднейших скоростей рабочих сред производится путем вычисления минимума расчетных затрат. Согласно предлагаемой методике, наиболее экономичным считается вариант, для которого приведенные расчетные затраты (Z) минимальны (1):

$$Z = \mathcal{E} + P_n \cdot K = Z_{min} \quad (1)$$

Здесь: \mathcal{E} – эксплуатационные годовые расходы, *тенге / год*; P_n – нормативный коэффициент эффективности капитальных затрат, равный $0,12$ *1/лет*; K – капитальные затраты, *тенге*.

Капитальные затраты складываются из стоимости поверхности нагрева с учетом стоимости монтажа и обмуровки, стоимости установки турбулизаторов, стоимости доли тягодутьевых машин, падающую на рассматриваемую поверхность, и стоимости дополнительной мощности, которая должна быть установлена для обслуживания дополнительных сопротивлений от установленных турбулизаторов (2).

$$K = C_n \cdot H + Z \cdot C_d \cdot N; \text{ тенге}, \quad (2)$$

где C_n – стоимость 1 м^2 смонтированной поверхности нагрева, *тенге/м²*, H – величина поверхности нагрева, *м²*; Z – отношение мощности тягодутьевых машин к мощности, при которой реализуется наивыгоднейшая скорость; C_d – стоимость одного дополнительно установленного киловатта мощности и стоимость станции, снабжающей энергией тягодутьевые установки, *тенге/кВт*; N – суммарная мощность тягодутьевых устройств, затрачиваемая на преодоление аэродинамического сопротивления газотока с установленными турбулизаторами, *кВт*.

Годовые эксплуатационные расходы суммируются из стоимости электроэнергии, расходуемую на тягу и дутье, отчислений на амортизацию, текущий ремонт и уход за поверхностью нагрева и турбулизаторами, и общекотельных расходов (3):

$$\mathcal{E} = \frac{h \cdot a}{100} N + \frac{C_n \cdot P_a}{100} H; \text{ тенге/год} \quad (3)$$

где: h – годовое число часов работы агрегата; a – себестоимость электроэнергии, *тенге/ кВт·ч*; P_a – годовые расходы на амортизацию, текущий ремонт и уход за поверхностью нагрева, турбулизаторами и общекотельные расходы в процентах от стоимости поверхности.

С учетом выражений (1) и (2) расчетные годовые затраты выразятся так (4):

$$Z = \frac{h \cdot a}{100} N + \frac{C_n \cdot P_a}{100} H + P_n(C_n \cdot H + Z \cdot C_d \cdot N); \text{ тенге/год} \quad (4)$$

Аналитическое решение последнего уравнения относительно скорости газов не дает однозначного решения, поскольку в таких типах теплообменников, имеется еще и другой параметр – скорость воздуха. Выразив одну скорость через другую, проще решать указанное уравнение графическим путем. Поскольку с увеличением скорости газов поверхность нагрева уменьшается, а необходимая мощность дымососа увеличивается, изменяются одновременно капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Минимум суммарных затрат и определит наивыгоднейшую скорость газа.

Таким образом, касательная к кривой:

$$Z = f(W_g); \quad (5)$$

параллельная оси скоростей, и определит искомую скорость газов.

Для графического решения уравнения (4) преобразуем его так, чтобы в правой части скорость газов фигурировала в явном виде. Разделим обе части уравнения (4) на количество тепла, передаваемого за год поверхностью нагрева с турбулизаторами, т. е.

$$\frac{Z}{Q} = \frac{H}{Q} \left(\frac{C_n \cdot P_a}{100} + P_n \cdot C_n \right) + \frac{N}{Q} \left(\frac{h \cdot a}{100} + P_n \cdot Z \cdot C_d \right); \quad \frac{\text{тенге/год}}{\text{кДж/год}}; \quad (6)$$

Из формулы теплопередачи следует:

$$\frac{H}{Q} = \frac{1}{h \cdot k \cdot \Delta t} \quad (7)$$

где h – годовое число часов использования котла; k – коэффициент теплопередачи, $\text{кДж} / \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$; Δt – температурный напор, °C .

Коэффициент теплопередачи в пучке с латунными трубами выражается формулой (8):

$$K = \xi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_g}} \quad (8)$$

где: ξ – коэффициент тепловой эффективности; $\delta_{cm}; \lambda_{cm}$ – толщина стенки труб и теплопроводность латуни.

Подставляя известные выражения для α_z и α_g , получим:

для шахматного пучка (9):

$$\frac{H}{Q} = \frac{1}{h \cdot k \cdot \xi} \left(\frac{\omega_z^{-0.65}}{s_{u,z}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\omega_g^{-0.6}}{s_{n,p}} \right) \quad (9)$$

для коридорного пучка (10):

$$\frac{H}{Q} = \frac{1}{h \cdot k \cdot \xi} \left(\frac{\omega_z^{-0.65}}{s_{k,z}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\omega_g^{-0.8}}{s_{n,p}} \right) \quad (10)$$

Выражение $\frac{N}{Q}$ для пучка можно найти после подстановки значения

$$\Delta P = \sum \xi \frac{\rho \omega^2}{2}; \quad (11)$$

$$\Delta P = \left(\xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вых}} + \lambda \frac{\ell}{d} \right) \frac{\rho \omega^2}{2}; \quad (12)$$

с учетом соотношений (11), (12):

$$\frac{F_n}{H_n} = \frac{1}{Z} \cdot \frac{S_1 - d_n}{\pi d_n} \quad \text{и} \quad \frac{F_{\text{вн}}}{H_{\text{вн}}} = \frac{d_{\text{вн}}^2}{4 d_n \ell}; \quad (13)$$

здесь H_n и $H_{\text{вн}}$ – наружная и внутренняя поверхности нагрева, m^2 .
Окончательно получим для такого типа омывания пучка газами:
для шахматного пучка (14):

$$\frac{N}{Q} = \frac{H}{Q} \left[\frac{\xi^{uu} \cdot \gamma_z \cdot W^{2,73} (S_1 - d_n) \left(\frac{d_n}{v_z} \right)^{-0,27}}{204 \cdot \eta_g \cdot g \cdot \pi \cdot d_n} + \frac{\gamma_g \cdot \bar{\lambda}_{np} \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot W_g^3}{816 \cdot \eta_g \cdot g \cdot d_n \cdot \ell} \right] \quad (14)$$

для коридорного пучка (15):

$$\frac{N}{Q} = \frac{H}{Q} \left[\frac{\xi^k \cdot \gamma_z \cdot W^{3 - \frac{0,2}{\psi^2}} (S_1 - d_n) \left(\frac{d_n}{v_z} \right)^{-\frac{0,2}{\psi^2}}}{204 \cdot \eta_g \cdot g \cdot \pi \cdot d_n} + \frac{\gamma_g \cdot \bar{\lambda}_{np} \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot W_g^3}{816 \cdot \eta_g \cdot g \cdot d_n \cdot \ell} \right]. \quad (15)$$

Соответственно, наивыгоднейшее соотношение скоростей в пучках труб выразится:

для шахматного расположения труб (16):

$$\frac{W_z^{3,33}}{W_g^{3,8}} = \frac{0,44 \cdot d_{\text{вн}} \cdot \gamma_g \cdot \bar{\lambda}_{np} \cdot S_{np}}{\ell \left(\frac{S_1}{d} - 1 \right) \xi^{uu} \cdot \gamma_z \left(\frac{d_n}{v_z} \right)^{-0,27} \cdot S_{uu}}; \quad (16)$$

для коридорного расположения труб (17):

$$\frac{W_z^{3,65 - \frac{0,2}{\psi^2}}}{W_g^{3,8}} = \frac{1,28 \cdot d_{\text{вн}} \cdot \gamma_g \cdot \bar{\lambda}_{np} \cdot S_{np}}{\left(3 - \frac{0,2}{\psi^2} \right) \ell \left(\frac{S_1}{d} - 1 \right) \xi^k \left(\frac{d_n}{v_z} \right)^{-\frac{0,2}{\psi^2}} \cdot S_k}; \quad (17)$$

Пользуясь вышеизложенными теоретическими выкладками, были рассчитаны наивыгоднейшие соотношения скоростей в пучке гладких шахматных труб, интенсифицированных плоскими, полыми, лепестковыми и плоско-трубными турбулизаторами. Также, для сравнения, были подсчитаны наивыгоднейшие соотношения скоростей для случая свободного обтекания пучка, т.е. не применения турбулизаторов (рис. 1).

Для каждого случая принимались из опытных данных различные скорости газов, и из приводимых соотношений (16) и (17) определяли наивыгоднейшие соотношения:

$$\frac{W_z}{W_g} = f(W_z); \quad (18)$$

Далее находили:

$$\frac{3}{Q} = f(W_2); \quad (19)$$

Минимум этой функции и характеризует наивыгоднейшую скорость газов.

Как показывают графики рис. 1, аэродинамические сопротивления, вызванные установкой сплошных, плоско-трубных и полых турбулизаторов, снижают наивыгоднейшие соотношения скоростей на 13–17 %, по сравнению со случаем свободного обтекания. Для случая применения лепестковых турбулизаторов снижение наивыгоднейших соотношений скоростей, по сравнению со случаем свободного обтекания, равно 7–10 %.

В наших исследованиях аэродинамические сопротивления в случаях установки сплошных, плоско-трубных и полых турбулизаторов, оказались приблизительно равны между собой, и поэтому на величину расчетных наивыгоднейших скоростей газов оказали влияние цена и стоимость установки турбулизаторов. Также во всех случаях, увеличение затрат на изготовление и эксплуатацию турбулизаторов, приводит к возрастанию значений наивыгоднейших соотношений скоростей (рис. 1).

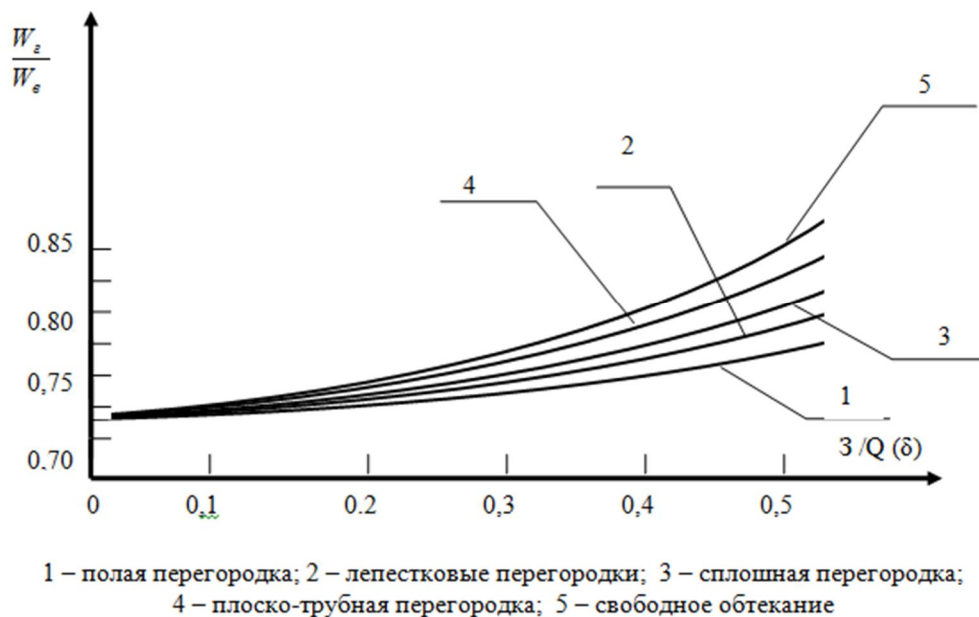


Рис. 1. График функции $\frac{W_2}{W_0} = f(3/Q)$

Литература

1. Орумбаев, Р. К. Водогрейные котлы малой производительности / Р. К. Орумбаев // Энергетика и топливные ресурсы Казахстана. – 2004. – № 3. – С. 72–77.
2. Курбанов, Х. К. Охрана воздушного бассейна от выбросов теплогенерирующих установок / Х. К. Курбанов, Д. У. Сугиров. – Ашгабад : БЛЫМ, 2004. – 248 с.