

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ГАЗОВ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКУЮ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛОННЫХ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Настоящая работа посвящена исследованию аэродинамической и энергетической эффективности циклонного устройства с новым принципом организации внешней рециркуляции газов, при котором транспортировка теплоносителя с боковой поверхности камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет перепада давления между пристенной и приосевой зонами циклонного потока. Рассмотрено циклонное устройство, как незагруженное, так и загруженное пустотелым цилиндром. Показано, что использование предложенного типа внешней рециркуляции газов повышает эффективность циклонного нагревательного устройства за счет увеличения затрат энергии на создание крутки потока, уменьшения потерь давления на выходе и снижения общего аэродинамического сопротивления при незначительном изменении интенсивности конвективного теплообмена на поверхностях изделия. Получены обобщающие зависимости для расчета оптимальных режимных параметров.

Циклонная камера, внешняя рециркуляция, аэродинамическая эффективность, энергетическая эффективность.

This paper considers the investigation of aerodynamic and energy efficiency of cyclone device based on the new principle of external gas recirculation. According to this principle, the heat carrier can be moved from the walls of the device to the axis due to the radial pressure gradient. Empty cyclone chamber and cyclone chamber with hollow cylinder are considered. Use of external recirculation increases the flow swirling, reduces the drag coefficient and does not change the intensity of convective heat transfer. Empirical formulas for the calculation of the optimal regime parameters are shown.

Cyclone chamber, external gas recirculation, aerodynamic efficiency, energy efficiency.

Введение

Использование закрученного высокотурбулентного греющего потока, генерируемого в циклонных камерах, является одним из перспективных направлений развития газопечной теплотехники. Благодаря интенсификации конвективного теплообмена на поверхности заготовок и боковой стенке устройства снижается требуемый для нагрева температурный напор. За счет повышенного уровня внутренней рециркуляции газов обеспечивается высокая равномерность нагрева, что позволяет увеличить скорость термообработки и улучшить эксплуатационные показатели. Широкое внедрение циклонных нагревательных устройств в металлургическую и машиностроительную промышленность способствует повышению энергоэффективности парка печей и уменьшению потребления топлива.

В работах [2]–[4], [10] предложено использовать новый принцип организации внешней рециркуляции газов в циклонных устройствах (топках, печах и др.), при которой транспортировка теплоносителя с боковой поверхности циклонной камеры, где температура его наиболее высокая, в приосевую область осуществляется за счет имеющегося перепада давления по радиусу камеры (см. рис. 1). Таким образом, можно оптимизировать вторичные течения, увеличить температурный напор во внутренней зоне пустотелого цилиндрического изделия или садки из нескольких заготовок, уменьшить мощности периферийного прямого вихря и осевого обратного тока.

В циклонных устройствах тангенциальная компонента скорости течения газов в пределах ядра закрученного потока является наибольшей, и поэтому ее следует считать основной. Из уравнения радиаль-

ного равновесия можно сделать вывод, что необходимым условием существования плоского кругового течения является равенство центробежной силы и радиального градиента давления, имеющего направление от оси к боковой стенке камеры. Если в кон-

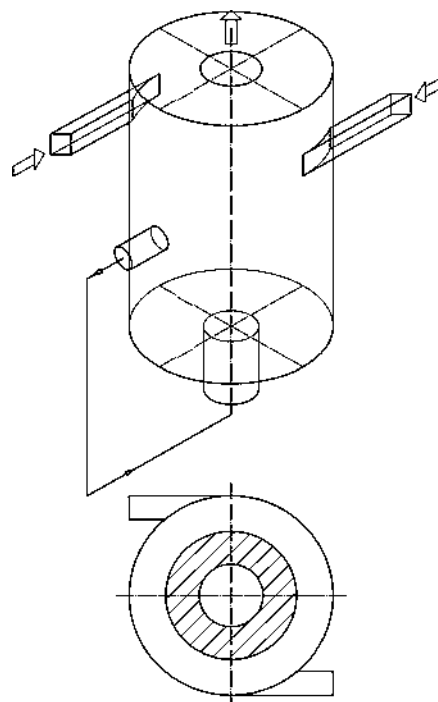


Рис. 1. Принципиальная схема циклонного устройства с внешней рециркуляцией газов, загруженного пустотелым цилиндром

струкции циклонного устройства предусмотреть канал, соединяющий боковую стенку и приосевую зону (см. рис. 1), можно за счет перепада давления в циклонной камере создавать рециркуляционный переток газов. Таким образом, у внутренней поверхности пустотелой массивной заготовки или садки, составленной из нескольких заготовок, можно изменять величину полной скорости греющего потока и интенсивность подвода теплоты.

Основная часть

Аэродинамическая эффективность. Выполним анализ влияния внешней рециркуляции газов на аэродинамическое и энергетическое совершенство циклонного рециркуляционного устройства методами, изложенными в работах [1], [6], [7], [9], [10].

На рис. 2 показано изменение коэффициента аэродинамической эффективности:

$$\zeta_{\text{фм}} = 2\Delta p_{\text{п}} / (\rho w_{\text{фм}}^2) = \zeta_{\text{вх}} / \bar{w}_{\text{фм}}^2, \quad (1)$$

где $\Delta p_{\text{п}}$ – перепад полного давления в циклоне, ρ – плотность воздуха, $\bar{w}_{\text{фм}} = w_{\text{фм}} / v_{\text{вх}}$ – безразмерная (отнесенная к входной скорости $v_{\text{вх}}$) максимальная тангенциальная скорость, $\zeta_{\text{вх}} = 2\Delta p_{\text{п}} / (\rho v_{\text{вх}}^2)$ – суммарный коэффициент аэродинамического сопротивления. Чем меньше значение $\zeta_{\text{фм}}$, тем выше эффективность циклона, так как при меньшем аэродинамическом сопротивлении обеспечивается больший уровень вращательных скоростей.

Как видно из рис. 2, рост k_c приводит к некоторому повышению $\zeta_{\text{фм}}$, однако с увеличением безразмерного диаметра выходного отверстия $\bar{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}} / D_k$ ($D_k = 2R_k$ – внутренний диаметр циклонной камеры) влияние k_c носит менее выраженный характер. Экспериментальные значения $\zeta_{\text{фм}}$ удовлетворительно согласуются с расчетными, что

подтверждает достаточную точность предложенной авторами методики аэродинамического расчета [5], [10].

Второй широко распространенный способ анализа основан на том, что общее сопротивление циклонов можно условно разделить на три составляющие: потери давления на входе $\Delta \bar{p}_{\text{вх}}$, выходе $\Delta \bar{p}_{\text{вых}}$ и затраты энергии на создание вращательного движения $\Delta \bar{p}_{\text{кр}}$. На рис. 3 приведено сопоставление экспериментальных и расчетных значений $\Delta \bar{p}_{\text{кр}}$, которые можно представить как среднеинтегральную кинетическую энергию вращательного движения газов:

$$\Delta \bar{p}_{\text{кр}} = \frac{2\pi \int_0^{L_k} \int_0^{R_k} \left(\rho \frac{w_{\text{ф}}^2}{2} \right) r dr dz}{\Delta p_{\text{п}}}, \quad (2)$$

где L_k – длина рабочего объема циклонной камеры, r – текущий радиус, z – продольная координата. На рис. 4 показаны безразмерные потери напора на входе и выходе из циклонного устройства:

$$\Delta \bar{p}_{\text{вх}} = \frac{\bar{p}_{\text{п.вх}} - \bar{p}_{\text{п.ст}}}{\zeta_{\text{вх}}}; \quad (3)$$

$$\Delta \bar{p}_{\text{вых}} = 1 - \Delta \bar{p}_{\text{вх}} - \Delta \bar{p}_{\text{кр}}. \quad (4)$$

Как видно из рис. 3–4, увеличение степени рециркуляции k_c благоприятно сказывается на аэродинамическом совершенстве циклонной камеры: уменьшаются выходные потери и увеличивается затраты напора на крутку потока во всех исследованных случаях, кроме варианта $\bar{d}_{\text{вых}}=0,4$ и безразмерной площади входа $\bar{f}_{\text{вх}} = f_{\text{вх}} / \pi D_k^2 = 0,044$.

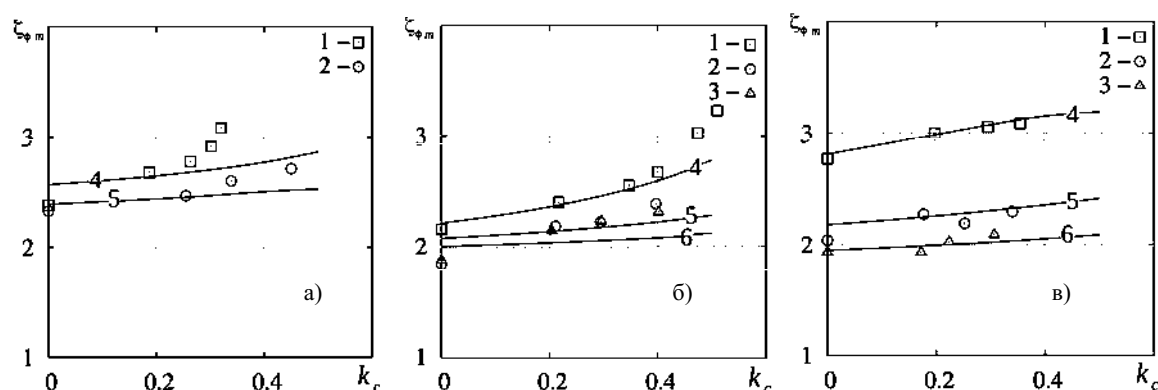


Рис. 2. Влияние k_c на коэффициент аэродинамической эффективности $\zeta_{\text{фм}}$.
а) $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,2$; б) $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,3$; в) $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,4$; 1,4 – $\bar{f}_{\text{вх}} = 0,044$; 2,5 – $\bar{f}_{\text{вх}} = 0,088$; 3,6 – $\bar{f}_{\text{вх}} = 0,122$.
Линии – расчет по методике авторов [5]–[7]

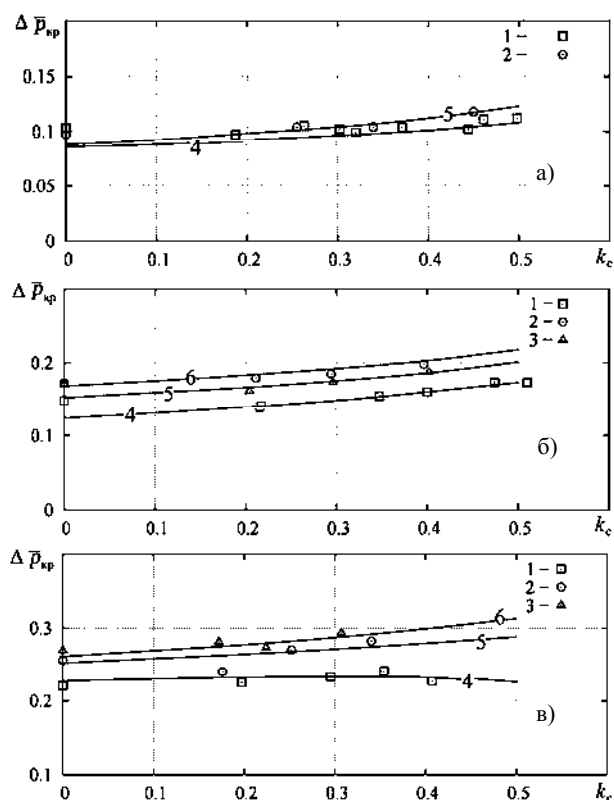


Рис. 3. Влияние k_c на безразмерное давление, затрачиваемое на создание крутки потока $\Delta \bar{p}_{кр}$.
 а) $\bar{d}_{вых} = 0,2$; б) $\bar{d}_{вых} = 0,3$; в) $\bar{d}_{вых} = 0,4$; 1,4 – $\bar{f}_{вх} = 0,044$; 2,5 – $\bar{f}_{вх} = 0,088$; 3,6 – $\bar{f}_{вх} = 0,122$.
 Линии – расчет по методике авторов [2]–[3], [10]

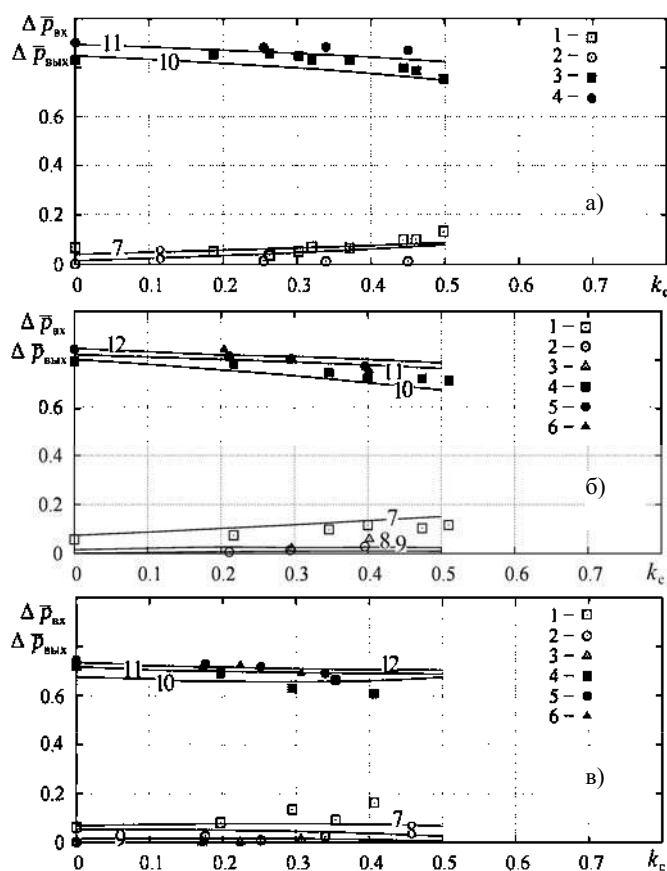


Рис. 4. Влияние k_c на безразмерные потери давления на входе $\Delta \bar{p}_{вх}$ (1...3, 7...9) и выходе $\Delta \bar{p}_{вых}$ (4...6, 10...12). а) $\bar{d}_{вых} = 0,2$; б) $\bar{d}_{вых} = 0,3$; в) $\bar{d}_{вых} = 0,4$; 1,4,7,10 – $\bar{f}_{вх} = 0,044$; 2,5,8,11 – $\bar{f}_{вх} = 0,088$; 3,6,9,12 – $\bar{f}_{вх} = 0,122$. Линии – расчет по методике авторов [1]–[3]

Расхождение результатов аэродинамического анализа, выполненных двумя описанными выше способами, можно объяснить различием выбранных подходов. При использовании $\zeta_{\text{фм}}$ уровень вращательных скоростей определяется величиной $\bar{w}_{\text{фм}}$, предполагается подобие профилей $\bar{w}_{\text{ф}}$, что не всегда соблюдается в циклонных рециркуляционных устройствах [10]. Таким образом, результаты анализа, основанного на использовании среднеинтегральной кинетической энергии вращательного движения, являются более представительными и достоверными.

Энергетическая эффективность. Определение энергетического совершенства циклонного рециркуляционного устройства, загруженного пустотелым цилиндром, выполним по методу, предложенному в работе [3] для сепараторов-теплоуловителей, в которых основной теплообменной поверхностью является боковая стенка рабочего объема. В настоящей работе безразмерный комплекс K_{Σ} модифицирован к виду:

$$K_{\Sigma} = \frac{Nu_i}{Re_{\text{вх}}^n \zeta_{\text{вх}}}, \quad (5)$$

где Nu_i – число Nu , рассчитываемое для внутренней ($Nu_{\text{в.внутр}}$) или внешней ($Nu_{\text{в.внешн}}$) поверхности пустотелого цилиндра; n – показатель степени в уравнении подобия.

Чем больше интенсивность теплоотдачи к поверхности теплообмена при заданном значении $Re_{\text{вх}}$ и меньше аэродинамическое сопротивление циклонной камеры, тем выше энергетическое совершенство устройства.

Для определения оптимального значения коэффициента рециркуляции $k_{\text{с}}^{\text{опт}}$ комплекс K_{Σ} целесообразно определить раздельно для внешней и внутренней теплообменных поверхностей пустотелого цилиндра и отнести к аналогичному показателю циклонной камеры без внешней рециркуляции ($k_{\text{с}} = 0$). В таком случае выражение (5) с учетом расчетных обобщающих зависимостей [4] для расчета конвективного теплообмена на внешней поверхности вставки принимает следующий вид:

$$\frac{K_{\Sigma, \text{внешн}}}{K_{\Sigma, \text{внешн}, k_{\text{с}}=0}} = \left(\frac{0,064 Ko (Re_{\text{вх}} \bar{w}_{\text{фм1}})^{0,74}}{Re_{\text{вх}}^{0,74} \zeta_{\text{вх}}} \right) \times \left(\frac{Re_{\text{вх}}^{0,74} \zeta_{\text{вх}}}{0,064 Ko (Re_{\text{вх}} \bar{w}_{\text{фм1}})^{0,74}} \right)_{k_{\text{с}}=0} = \frac{\zeta_{\text{вх}, k_{\text{с}}=0}}{\zeta_{\text{вх}}} \left(\frac{\bar{w}_{\text{фм1}}}{\bar{w}_{\text{фм1}, k_{\text{с}}=0}} \right)^{0,74}, \quad (6)$$

где $\bar{w}_{\text{фм1}}$ – безразмерная максимальная тангенциальная скорость вблизи внешней поверхности пустотелого цилиндра.

Для внутренней поверхности вставки аналогичный показатель будет иметь вид:

$$\frac{K_{\Sigma, \text{внутр}}}{K_{\Sigma, \text{внутр}, k_{\text{с}}=0}} = \left(\frac{0,0065 (Re_{\text{вх}} \bar{w}_{\text{фм2}})^{0,84} Pr^{0,4} \varepsilon_T}{Re_{\text{вх}}^{0,84} \zeta_{\text{вх}}} \right) \times \left(\frac{Re_{\text{вх}}^{0,84} \zeta_{\text{вх}}}{0,0065 (Re_{\text{вх}} \bar{w}_{\text{фм2}})^{0,84} Pr^{0,4} \varepsilon_T} \right)_{k_{\text{с}}=0} = \frac{\zeta_{\text{вх}, k_{\text{с}}=0}}{\zeta_{\text{вх}}} \left(\frac{\bar{w}_{\text{фм2}}}{\bar{w}_{\text{фм2}, k_{\text{с}}=0}} \right)^{0,84}, \quad (7)$$

где $\bar{w}_{\text{фм2}}$ – безразмерная максимальная тангенциальная скорость вблизи внутренней поверхности пустотелого цилиндра.

На рис. 5 показаны зависимости $K_{\Sigma, \text{внутр}}/K_{\Sigma, \text{внутр}, k_{\text{с}}=0}$ и $K_{\Sigma, \text{внешн}}/K_{\Sigma, \text{внешн}, k_{\text{с}}=0}$ от $k_{\text{с}}$, $\bar{d}_{\text{вых}}$ и $\bar{f}_{\text{вх}}$ при неизменных значениях $\bar{d}_{\text{в.внешн}} = 0,64$ и $\bar{d}_{\text{в.внутр}} = 0,34$, а также выполнено их сопоставление с экспериментальными данными. Значками показаны опытные результаты, линиями – расчетные кривые по (6–7). Как видно из рис. 5, наблюдается удовлетворительное соответствие опытных и расчетных значений, что подтверждает достоверность методики аэродинамического расчета загруженного рециркуляционного устройства и обобщающих уравнений конвективного теплообмена.

Во всех рассмотренных случаях использование внешней рециркуляции приводит к повышению энергетического совершенства циклонной камеры благодаря существенному уменьшению аэродинамического сопротивления устройства при незначительном ее влиянии на интенсивность конвективного теплообмена.

Как видно из представленных данных, величина $K_{\Sigma, \text{внешн}}/K_{\Sigma, \text{внешн}, k_{\text{с}}=0}$ монотонно возрастает с увеличением $k_{\text{с}}$, а кривые $K_{\Sigma, \text{внутр}}/K_{\Sigma, \text{внутр}, k_{\text{с}}=0}$ имеют ярко выраженный максимум при некотором значении $k_{\text{с}}^{\text{опт}}$. С увеличением $\bar{d}_{\text{вых}}$ и уменьшением $\bar{f}_{\text{вх}}$ величина максимума снижается, а его положение смещается в область более низких значений $k_{\text{с}}$.

Оптимальное значение $k_{\text{с}}^{\text{опт}}$ с точностью до $\pm 15\%$ в диапазоне значений $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,2 \dots 0,4$, $\bar{f}_{\text{вх}} = 0,042 \dots 0,122$ и $\bar{d}_{\text{в}} = 0,1 \dots 0,6$ можно определить по обобщающей зависимости вида:

$$k_{\text{с}}^{\text{опт}} = \left(0,01^{2,6 \bar{f}_{\text{вх}}} (7 \bar{d}_{\text{вых}} - 0,7) - 0,2 \right) (\bar{d}_{\text{в}} - 1) + 1. \quad (8)$$

Сопоставление значений $k_{\text{с}}^{\text{опт}}$ определенных по выражениям (6–7) и зависимости (8) показано на рис. 6. При малых диаметрах выходного отверстия $\bar{d}_{\text{вых}}$ оптимальный коэффициент рециркуляции может достигать значений $k_{\text{с}}^{\text{опт}} > 0,8$, что существенно выше, чем требуется для подавления нежелательных в циклонных нагревательных устройствах периферийного прямого и осевого обратного вихрей, и поэтому в данном случае его следует считать предельно допустимым.

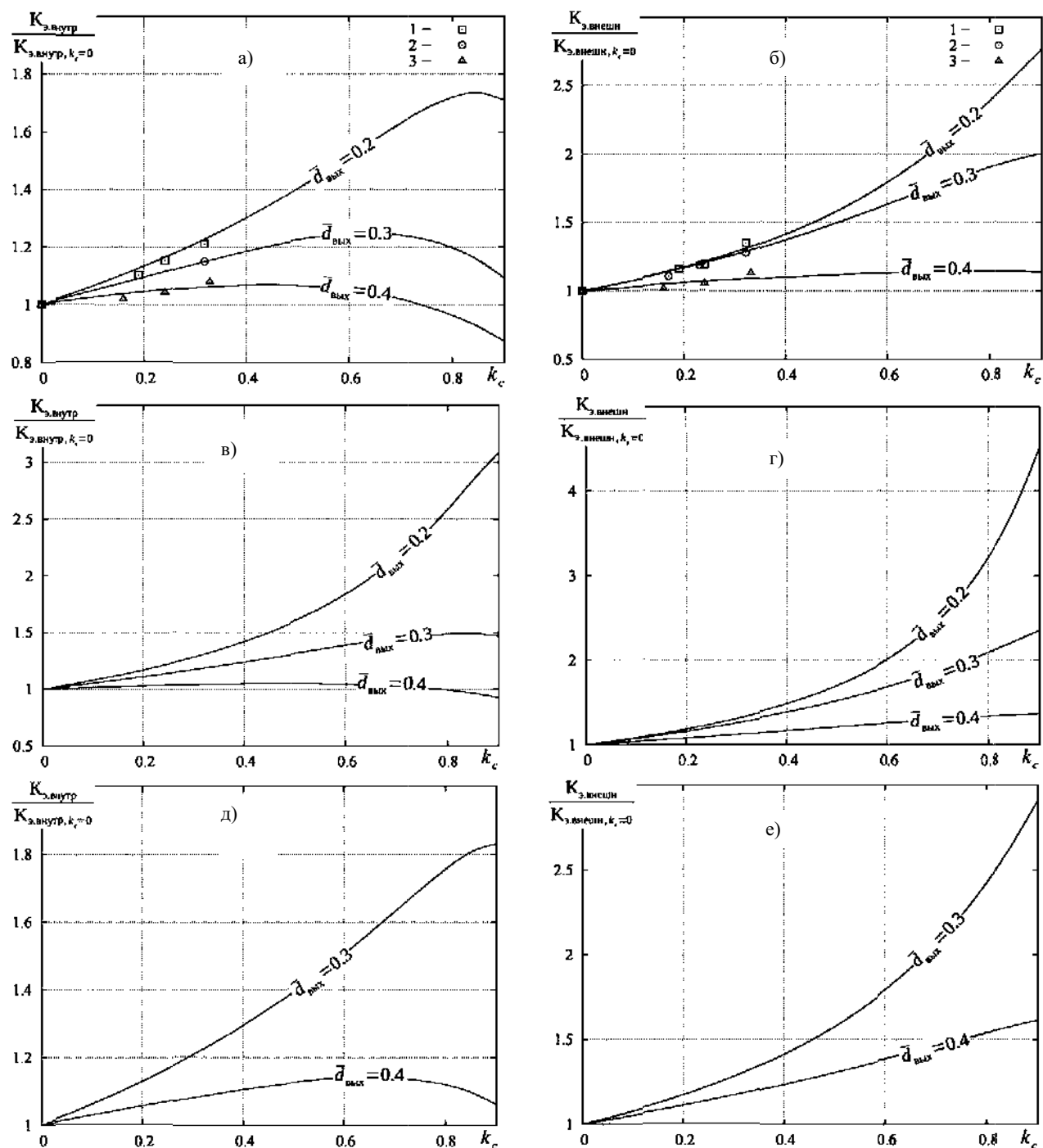


Рис. 5. Влияние коэффициента k_c на энергетическую эффективность циклонного рециркуляционного устройства: а, б) $\bar{f}_{вх} = 0,044$; в, г) $\bar{f}_{вх} = 0,083$; д, е) $\bar{f}_{вх} = 0,122$. 1 – $\bar{d}_{вых} = 0,2$; 2 – $\bar{d}_{вых} = 0,3$; 3 – $\bar{d}_{вых} = 0,4$

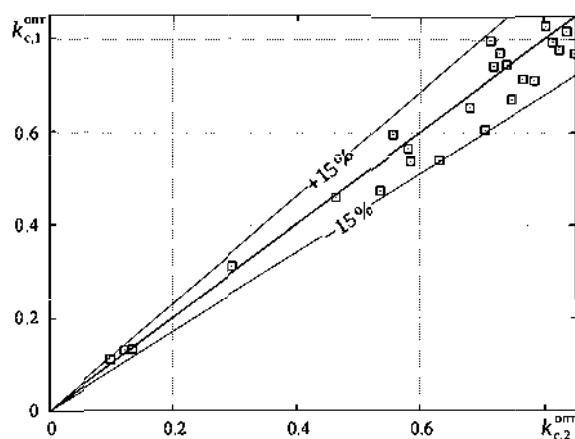


Рис. 6. Сопоставление оптимальных значений коэффициента внешней рециркуляции, рассчитанных по уравнениям (6–7) ($k_{c,1}^{опт}$) и обобщающей зависимости (8) ($k_{c,2}^{опт}$)

В настоящее время при проектировании циклонных нагревательных печей единственным критерием оптимальности выбора режимных и геометрических параметров служит стоимость нагрева, которая является интегральным параметром и учитывает расходы топлива и электроэнергии, капитальные, амортизационные, эксплуатационные и другие затраты. Вследствие этого, достаточно сложно на основе каких-либо методов оценки аэродинамической или энергетической эффективности предложить оптимальную конструкцию печи. При выборе величины коэффициента внешней рециркуляции следует учитывать назначение циклонного рециркуляционного устройства [5]. Для рециркуляционных печей при термообработке изделий в виде пустотелого цилиндра в большинстве случаев рекомендуется принимать k_c в диапазоне $k_c=0,30...0,45$, но не более чем k_c^{opt} , поскольку при этом устраняются осевой обратный ток и периферийный прямой вихрь, а также обеспечивается оптимальное соотношение уровней аэродинамического сопротивления и интенсивности конвективного теплообмена.

Выводы:

1. Использование предложенного типа внешней рециркуляции газов повышает эффективность циклонного нагревательного устройства за счет увеличения затрат энергии на создание крутки потока, уменьшения потерь давления на выходе и снижения общего аэродинамического сопротивления при незначительном изменении интенсивности конвективного теплообмена на поверхностях изделия.
2. Получены обобщающие зависимости для расчета оптимальных значений коэффициента внешней рециркуляции k_c при загрузке циклонного устройства пустотелым цилиндром.

Литература

1. Бадеев, Е. Д. Исследование аэродинамической структуры газового потока в циклонной камере / Е. Д. Бадеев, Ю.В. Троянkin // Теплоэнергетика. – 1967. – №1. – С. 63–65.
2. Загоскин, А. А. О численном моделировании аэродинамики циклонных устройств / А. А. Загоскин, С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2014. – № 1(54). – С. 13–18.
3. Загоскин, А. А. Физическое и численное моделирование аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонных рециркуляционных устройствах / А. А. Загоскин, С. В. Карпов // Тезисы VI Российской национальной конференции по теплообмену: в 3 т. (Москва, 27–31 октября 2014 г.). Т. 3. – М., 2014. – С. 46–48.
4. Загоскин, А. А. Экспериментальное исследование конвективного теплообмена пустотелого цилиндра в циклонном рециркуляционном устройстве / А. А. Загоскин, С. В. Карпов // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2015. – №2(63). – С. 9–14.
5. Карпов, С. В. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах с внешней рециркуляцией газов / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // Научно-технический прогресс в черной металлургии: Материалы II Международной научно-технической конференции (г. Череповец, 7–9 октября 2015 г.). – Череповец, 2015. – С. 305–308.
6. Карпов, С. В. Аэродинамическая эффективность циклонных устройств и методы ее повышения / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров // Изв. вузов. Энергетика. – 1997. – № 1–2. – С. 58–63.
7. Карпов, С. В. Высокоэффективные циклонные устройства для очистки и теплового использования газовых выбросов / С. В. Карпов, Э. Н. Сабуров. – Архангельск, 2002.
8. Карпов, С. В. К методике аэродинамического расчета циклонных устройств с внешней рециркуляцией газов / С. В. Карпов, А. А. Загоскин // Вестник Череповецкого государственного университета. – 2014. – №3(56) – С. 8–12.
9. Сабуров, Э. Н. Исследование энерготехнологических характеристик циклонных и электроциклонных сепараторов / [Э. Н. Сабуров и др.] // Изв. вузов. Энергетика. – 2000. – № 3. – С. 49–59.
10. Сабуров, Э. Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э.Н. Сабуров. – Архангельск, 1995.

УДК 66

И. Г. Кораблев

ООО «ДАТА-ЦЕНТР Автоматика»

ОЦЕНКА УРОВНЯ АВТОМАТИЗАЦИИ БИЗНЕС-ПРОЦЕССОВ ПРЕДПРИЯТИЯ

В статье предлагается простая методика анализа операций для производственных предприятий. В качестве формализованной числовой оценки степени автоматизации отдельных операций предлагается использование шкалы, предложенной Т. Шериданом (Массачусетский технологический университет).

Уровень, автоматизация, оценка, операция, бизнес-процесс.

The article deals with simple business process evaluation method for manufacturing companies. The scale offered by T. Sheridan (Massachusetts University of Technology) is suggested to be used as means of explicit numerical evaluation for automation degree of single working operations.

Level, automation, evaluation, working operation, business-process.