Полученные в работе данные позволяют для области приближенной автомодельности рекомендовать для расчета коэффициента сопротивления циклонных камер большой относительной длины уравнение:

$$\zeta_{\text{вх}}\left(1{,}05-\frac{0{,}033\ln\overline{d}_{\text{вх}}}{\overline{d}^{2}_{\text{вх}}}\right)\times$$

$$\times\left(-14-3745\overline{f}_{\text{вх}}-1005\overline{f}_{\text{вх}}\ln\overline{f}_{\text{вх}}-6930\overline{f}^{2}_{\text{вх}}\ln\overline{f}_{\text{вх}}\right).$$

Выводы.

1. Установлены характерные особенности зависимости суммарного коэффициента сопротивления относительно длинных циклонных камер в приближенно автомодельной области течения от величины относительного диаметра выходного отверстия и относительной площади входа камеры.

2. В результате обобщения опытных данных предложено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента сопротивления относительно длинных циклонных камер, которое может быть использовано в инженерной практике при $\overline{d}_{\text{вых}} = 0{,}2\ldots1{,}0$; $\overline{f}_{\text{вх}} = 0{,}04\ldots0{,}21$; $\text{Re}_{\text{вх}} = 3{,}5\cdot10^{5}\ldots5{,}0\cdot10^{5}$.

Литература

1. *Зайцева, М.Л.* Исследование конвективного теплообмена в относительно длинных циклонных камерах / М.Л. Зайцева, А.Н. Орехов, Э.Н. Сабуров // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Труды XIX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева (20 – 24 мая 2013 г., г. Орехово-Зуево). – М., 2013. – С. 148 – 151.

2. *Сабуров, Э.Н.* Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э.Н. Сабуров. – Архангельск, 1995.

УДК 621.3.036.273

М.Л. Зайцева, А.Н. Орехов, Э.Н. Сабуров

ТЕПЛООТДАЧА НА БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИКЛОННЫХ КАМЕР БОЛЬШОЙ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ДЛИНЫ С ВВОДОМ ГАЗОВ ВБЛИЗИ ВЫХОДНОГО ТОРЦА

Получены уравнения, позволяющие рассчитать локальный коэффициент теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема относительно длинных циклонных камер с вводом газов вблизи выходного торца. Выявлено влияние шероховатости боковой поверхности камеры на интенсификацию теплообмена.

Циклонная камера, теплоотдача, коэффициент теплоотдачи, шероховатость, конвекция.

The equations to calculate the local heat transfer coefficient on the side of the working volume of relatively long cyclone chambers with the introduction of gases near the output end are obtained. The influence of the roughness of the side of the camera on the intensification of heat transfer is identified.

Vortex chamber, heat transfer, coefficient of heat transfer, roughness, convection.

Циклонные камеры нашли широкое промышленное применение в качестве различных энерготехнологических установок. Высокие технико-экономические характеристики, конструктивная простота, а также высокая интенсивность конвективного тепломассообмена определяют актуальность работ, посвященных исследованиям теплоотдачи на боковой поверхности их рабочего объема.

Опыты выполнены на экспериментальном стенде, основным элементом которого являлась циклонная камера (рис. 1) с внутренним диаметром $D_{\text{к}} = 2R_{\text{к}} =$ = 160 мм. Передвижные секции рабочего объема камеры позволяли изменять ее относительную длину $\overline{L}_{\text{к}} = L_{\text{к}}/D_{\text{к}}$. В опытах $\overline{L}_{\text{к}}$ равнялась 2,25; 3,75; 6,75; 9,75 и 12,75. Подвод воздуха в закручиватель камеры осуществляли тангенциально с диаметрально противоположных сторон двумя шлицами (входными каналами), имеющими размеры поперечного сечения 24×84 мм. Оси шлицев находились в одной поперечной плоскости на относительном расстоянии от торцов закручивателя, равном $0{,}5D_{\text{к}}$. Относительная высота шлицев $\overline{h}_{\text{вх}} = h_{\text{вх}}/D_{\text{к}}$ составляла 0,075. Вывод воздуха из камеры производили через отверстие в ближайшем от закручивателя торце рабочего объема. Относительный диаметр соосного с рабочим объемом выходного отверстия $\overline{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}}/D_{\text{к}}$ в опытах составлял 0,43.

Шероховатость на боковой поверхности секций рабочего объема циклонной камеры создавали накаткой на токарном станке. При этом изменяли шаг накатки s (расстояние между выступами шероховатости) и высоту выступов шероховатости k. В относительном виде: высота выступов $\overline{k} = k / R_{\text{к}}$, шаг накатки $\overline{s} = s / R_{\text{к}}$. Увеличение площади поверхности теплоотдачи от накатки определялось параметром

$$\overline{S} = S_{\text{ш}} / S_{\text{гл}},$$

где $S_{гл}$ – площадь поверхности теплоотдачи гладкой камеры, $S_{ш}$ – площадь поверхности теплоотдачи шероховатой камеры. Диапазон изменения $\bar{S}$ в опытах составлял 1...1,333. Боковая поверхность закручивателя и торцы рабочего объема камеры в опытах были технически гладкими.

Воздух в камеру подавали воздуходувкой В10/1250 номинальной производительностью 10000 м^3/ч и располагаемым напором 12,5 кПа. Изменение расхода производили как регулировочной заслонкой, так и числом оборотов воздуходувки. Расход измеряли по перепаду давления в сужающем устройстве с помощью дифференциального микроманометра. В качестве сужающего устройства использовали нормальную диафрагму, тарированную в мерных сечениях воздуховода по полю скоростей. Температуру воздуха перед диафрагмой и на входе в циклонную камеру определяли ртутными лабораторными термометрами. Измерение статического давления во входных каналах и на боковой поверхности камеры производили вышеназванными микроманометрами.

Теплоотдачу конвекцией к закрученному потоку воздуха в циклонной камере изучали методом парового калориметрирования [1] по изменению агрегатного состояния (конденсации) подаваемого в калориметр (рис. 1) слегка перегретого (на 2 – 3 ^{o}C) водяного пара. Общее количество теплоты, проходящее через боковую поверхность рабочей секции калориметра, определяли по количеству конденсата весовым способом. Время опыта измеряли секундомером. Температуру рабочей поверхности калориметра принимали равной температуре насыщенного пара при соответствующем давлении в рабочей секции.

Калориметр представлял собой передвижную секцию, имеющую такую же систему крепления, как и другие секции рабочего объема самой циклонной камеры, что позволяло переставлять его по всей ее длине. Внутренний диаметр калориметра равен диаметру рабочего объема циклонной камеры 160 мм, а длина его рабочего участка − 80 мм. Для предотвращения перетока конденсата из рабочей секции она имела ограничение в виде внешней цилиндрической поверхности диаметром 214 мм и двух торцевых. В верхней части этих поверхностей имелись отверстия для ввода в рабочую секцию свежего пара и вывода избыточного пара в охранный участок калориметра (паровую рубашку). Охранная секция калориметра обеспечивала полную теплоизоляцию рабочей секции. Снаружи и с торцов калориметр теплоизолирован. Внутренняя поверхность калориметра имела такую же шероховатость, как и другие секции рабочего объема камеры.

В опытах установлено, что локальный коэффициент теплоотдачи на боковой поверхности циклонной камеры убывает по мере продвижения потока, т.е. с увеличением координаты z, совпадающей с осью камеры и отсчитываемой от выходного торца рабочего объема. Интенсивность снижения α с увеличением относительной координаты $\bar{z} = z/D_к$ определяется шероховатостью поверхности рабочего объема и практически не зависит от относительной длины камеры. Установлено, что главным фактором влияния шероховатости на интенсивность теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема является определяемое ей развитие поверхности теплоотдачи, т.е. изменение параметра $\bar{S}$. В результате обработки полученных опытных данных были получены формулы, справедливые как для технически гладких, так и для шероховатых камер. Расчетное уравнение для локальных коэффициентов теплоотдачи имеет вид

$$\mathrm{Nu} = B\,\mathrm{Re}^{n}\bar{z}^{-m}, \qquad (1)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha D_к/\lambda_{вх}$ – местное число Нуссельта, α – местный коэффициент теплоотдачи, $\lambda_{вх}$ – коэффициент теплопроводности воздуха на входе в камеру; $\mathrm{Re} = \upsilon_{вх} D_к/\nu$ – входное число Рейнольдса, $\upsilon_{вх}$ – входная скорость потока, ν – кинематический коэффициент вязкости потока в шлицах; B, n, m – величины, зависящие от параметра $\bar{S}$.

При вводе воздуха у выходного торца рабочего объема (односторонний ввод – вывод газов) значения коэффициента B и показателей степени n, m в уравнении (1) равны:

$$B = -3{,}332\bar{S}^3 + 12{,}631\bar{S}^2 - 15{,}812\bar{S} + 6{,}532; \qquad (2)$$

$$n = \left(-0{,}019\bar{S} + 0{,}019\right)\cdot\bar{z} + \left(-0{,}502\bar{S} + 0{,}293\right); \qquad (3)$$

$$m = -0{,}352\bar{S} + 0{,}006. \qquad (4)$$

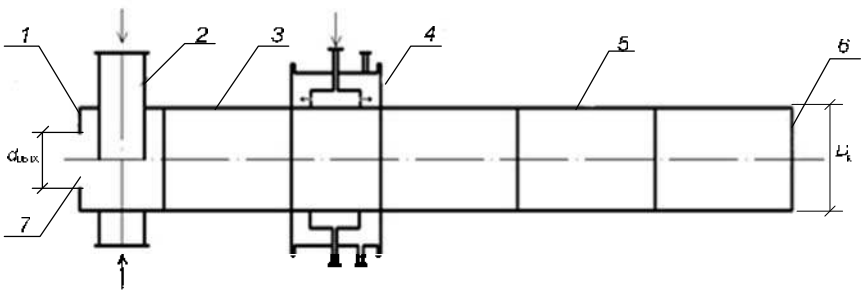


Рис. 1. Схема циклонной камеры: 1 – выходной торец рабочего объема, 2 – шлиц, 3 – закручиватель, 4 – калориметр, 5 – секции рабочего объема, 6 – глухой торец, 7 – выходное отверстие

Из формулы (3) видно, что показатель степени при числе Рейнольдса изменяется как в зависимости от значения параметра $\bar{S}$, так и от координаты $\bar{z}$.

В технически гладкой камере в ее головных сечения (при малых значениях $\bar{z}$) $n = 0{,}8$, в камере с максимальной из рассмотренных шероховатостей

$$\bar{S} = 1{,}333, \quad n = 1.$$

Показатель степени при числе Рейнольдса снижается в направлении к глухому торцу камеры, что связано с особенностями аэродинамики циклонных камер с односторонним вводом – выводом [1] и их большой относительной длиной.

Формулы (1) – (4) справедливы при Re = $= 2\cdot10^5 \ldots 5{,}5\cdot10^5$; $\bar{S} = 1..1.333$; $\bar{L}_к = 2{,}25 \ldots 12{,}75$.

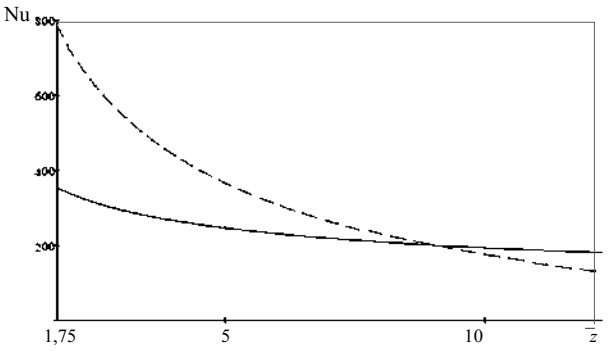


Рис. 2. Изменение интенсивности теплоотдачи вдоль боковой поверхности рабочего объема циклонных камер при одностороннем вводе – выводе газов

На рис. 2 сплошная кривая $\mathrm{Nu}(\bar{z})$ относится к камере с технически гладкой поверхностью рабочего объема, пунктирная – с наибольшей из рассмотренных шероховатостей. Представленные на рис. 2 данные, полученные при $\mathrm{Re} = 3\cdot10^5$ и $L_к = 12{,}75$, позволяют отметить, что в сечениях, близких к закручивателю, интенсивность теплоотдачи становится выше в шероховатой камере, чем в гладкой. При $\bar{z} > 8$, наоборот, интенсивность теплоотдачи выше в гладкой камере. Последнее, вероятно, связано со снижением скорости потока под влиянием шероховатости и особенностями обтекания ее выступов. Аналогичное явление наблюдается и при других исследованных значениях Re и $L_к$.

На основании вышеприведенных результатов исследования можно сделать следующие выводы:

1) полученные в работе обобщенные уравнения теплоотдачи дают вполне удовлетворительные результаты и могут быть рекомендованы для инженерных расчетов теплоотдачи на боковой поверхности относительно длинных циклонных камер в широком диапазоне изменения их относительной длины с технически гладкой и шероховатой боковой поверхностью рабочего объема;

2) шероховатость поверхности рабочего объема циклонной камеры большой относительной длины может служить средством интенсификации конвективного теплообмена особенно в ее головных сечениях.

Литература

1. *Сабуров, Э.Н.* Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом / Э.Н. Сабуров. – Архангельск, 1995.

УДК 621.771.014-415

И.А. Кожевникова, Э.А. Гарбер, А.И. Трайно

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПРИ ПРОКАТКЕ ТОЛСТЫХ ЛИСТОВ ПО КОНТРОЛИРУЕМЫМ РЕЖИМАМ С ПОНИЖЕННОЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ В ПОСЛЕДНИХ ПРОПУСКАХ

В статье представлена математическая модель напряженного состояния в очагах деформации при прокатке толстых листов, в том числе – по контролируемым режимам с пониженной температурой в последних пропусках.

Показано, что зона прилипания при прокатке толстых листов занимает 88 – 99 % очага деформации, а доля упругих участков от общей длины очага деформации в последних пропусках при пониженных температурах может достигать 12 %. Учет зоны прилипания и упругих участков очага деформации обеспечил расчет усилий прокатки с погрешностью, не превышающей 5 – 6,5 %.

С помощью разработанной модели можно совершенствовать режимы прокатки толстых листов, в том числе – при термомеханической обработке и в интегрированном деформационно-термическом производстве.

Контролируемая прокатка, температурно-деформационный режим, очаг деформации, зона прилипания, контактные напряжения, усилие прокатки.

The paper presents a mathematical model of the stress state in the deformation by rolling thick sheets, including – at a controlled manner at a reduced temperature in the last passes.

It is shown that the area of attachment of the rolling of heavy plates is 88-99% of the deformation zone, and the proportion of the elastic portions of the total length of the deformation zone in the last passes at reduced temperatures can reach 12%. Accounting the