

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ОТРАСЛИ

УДК 532.542

DOI:10.18503/1995-2732-2016-14-1-109-115

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В ПРОДОЛЬНО ОМЫВАЕМЫХ ПУЧКАХ ТРУБ С ПОПЕРЕЧНЫМИ КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАВКАМИ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМПАУНДНОЙ ТРЁХСЛОЙНОЙ МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

Лобанов И.Е.

Московский Авиационный институт (государственный технический университет), Москва, Россия

Аннотация. Цель исследования состоит в разработке теоретической модели для расчёта теплообмена при турбулентном течении в каналах в продольно оmyваемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками. Гипотеза, использованная в статье, основывается на четырёхслойном моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между отдельными кольцевыми канавками в шестиугольном канале, заменённом эквивалентным кольцевым каналом, и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв для пространства в отдельных канавках. Метод решения состоит в получении аналитических соотношений относительно интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками в зависимости от геометрических характеристик поперечных кольцевых канавок, параметров продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками, режима течения теплоносителя. Полученные зависимости преимущественно различаются от полученных ранее решений более широкой общностью и верифицируемостью, а также тем, что при их выводе было принято гораздо меньшее число допущений. Полученные результаты расчёта в зависимости от широкого диапазона определяющих параметров, как геометрии продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками, так и режима течения теплоносителя, хорошо коррелируют с существующими экспериментальными данными, однако, они также применимы и в более широком диапазоне определяющих параметров, поскольку основываются на допущениях, которые имеют очень широкую общность. Применение результатов исследования позволило: улучшить массогабаритные показатели теплообменных аппаратов современного металлургического производства, повысить их тепловую эффективность, снизить гидравлические потери на прокачку теплоносителя, понизить температуру стенок теплообменника.

Ключевые слова: моделирование, математическое, теплообмен, интенсификация, турбулентный, течение, труба, пучок, пограничный слой, компандный, кольцевые канавки.

Введение

Продольное оmyвание находит применение в теплообменных аппаратах при высоких скоростях течения и большой плотности теплоносителя в межтрубном пространстве, а также в случае применения в чистом виде противоточной схемы, возможной только при осевом течении обоих теплоносителей, где наиболее полно выполняется требование максимального использования температурного напора. Оптимальность использования продольного оmyвания в турбулентной области объясняется тем, что при турбулентном течении теплоносителя теплоотдача пропорциональна $\sim Re^{0.8}$, в то время как при поперечном она пропорциональна $\sim Re^{0.6}$. Следовательно, при относительно высоких числах Рейнольдса теплоотдача при продольном обтекании пучков труб будет преобладать над поперечным. Для увеличения компактности необходимо интенсифицировать теплообмен не только в межтрубном пространстве с помощью различного рода оребрения, но и промывать т.н. тесные пучки труб, т.е. с

относительным шагом труб в пучке $S/D \leq 1,2$. Вышеуказанные способы уменьшения габаритных размеров трубчатых теплообменников противоречат друг другу. Применение наружного оребрения увеличивает размеры трубок и препятствует созданию тесных трубных пучков, но использование тесных пучков мешает наружному оребрению трубок и делает его низкоэффективным из-за большого роста гидравлического сопротивления пучка. Вышеприведённые соображения обуславливают создание такого способа интенсификации теплообмена при продольном омывании пучков труб, который бы не увеличивал наружный диаметр трубок, т.е. который позволил бы применить эти трубки в тесных пучках, следовательно, трубки с кольцевыми поперечными канавками, изготовленными накаткой, удовлетворяют вышеуказанным требованиям. Углубления, образующиеся на наружной поверхности трубок, способствуют турбулизации пристеночного слоя и интенсификации теплообмена. При наружном омывании труб данный способ интенсификации теплообмена имеет основные преимущества по сравнению с другими способами интенсификации теплообмена: а) применим в тесных пучках труб: не увеличивает наружного диаметра трубок; б) образование внутри диафрагмы после накатки снаружи кольцевых канавок существенно интенсифицирует теплообмен в трубе; в) несложен в технологическом отношении; г) применим при больших плотностях тепловых потоков; д) позволяет не изменять существующую технологию сборки трубчатых теплообменных аппаратов.

Механизм интенсификации теплообмена с помощью кольцевых канавок на внутренней трубе можно объяснить следующим образом [1–3]. Применение поперечных канавок для интенсификации теплообмена при продольном обтекании пучков труб рационально при $S/D=1,2 \div 1,3$ [1–3], но при $S/D > 1,3$ оптимальная интенсификация в межтрубном пространстве обеспечивается при высоких турбулизаторах внутри трубы, т.е. при значительных потерях давления внутри трубы, а оптимальная интенсификация внутри труб детерминирует малую интенсификацию снаружи труб. Следовательно, в относительно раздвинутых продольно оmyваемых пучках труб с $S/D=1,3 \div 1,5$ применение поперечных кольцевых канавок менее эффективно, чем применение турбулизаторов.

Применение интенсификации теплообмена позволяет улучшить массогабаритные показатели теплообменных аппаратов современного металлургического производства, повысить их тепловую эффективность, снизить гидравлические потери на прокачку теплоносителя, понизить температуру стенок теплообменника.

Математическая модель теплообмена в продольно оmyваемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками

Теплообмен и трение в рассматриваемых модельных условиях в продольно оmyваемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками рассчитываются отдельно для канавок и для пространства между отдельными канавками, а затем осредняются. Предполагается, что пограничные слои между отдельными канавками и в канавках развиваются независимо друг от друга, но наличие канавок турбулизует пространство между отдельными канавками. Моделирование интенсифицированного теплообмена в канавке в кольцевом канале аналогично методам, представленным в [4–6] для канавок при применении в кольцевых каналах комбинированных турбулизаторов типа «выступ-канавка» и кольцевых канавок соответственно, для «шестиугольной» модели для продольно обтекаемых пучков труб с турбулизаторами. т.е. как и в основе работ [4, 6, 7], поэтому в рамках данной статьи не стоит подробно останавливаться на неспецифических аспектах этой модели, а рассмотреть только специфические особенности применяемой модели.

Присутствие канавок турбулизует пространство между отдельными канавками; отрывными течениями в канавках генерируются турбулентные вихревые возмущения, интенсифицируя теплоотдачу между потоком и стенкой. Рециркуляция вихрей и турбулизация течения в канавках поддерживаются за счёт энергии основного потока, поэтому с увеличением глубины канавок перманентно повышается сопротивление канала.

Моделирование влияния канавок на интенсифицированный теплообмен в пространстве между отдельными канавками, так же как и для случаев с канавками кольцевого канала, может быть проведено на основе аналогии воздействия турбулизаторов на турбулентный пограничный слой: поток между отдельными канавками, как и случае с выступами, разбивается на подслои, относительная стратификация которых аналогична течению в канале с дискретными поверхностно расположенными турбулизаторами потока. Следовательно, для продольно обтекаемых труб с поперечными кольцевыми канавками «шестиугольной» трёхслойной модели турбулентного пограничного слоя, поскольку формально «высота» турбулизующего элемента, т.е. канавки, меньше высоты промежуточного подслоя. В

дальнейшем расчёт интенсифицированного теплообмена между отдельными канавками в продольно обтекаемом пучке с поперечными кольцевыми канавками проводится так же, как и в работе [4] для трёхслойной схемы турбулентного пограничного слоя.

Остановимся только на специфических аспектах моделирования. Рассматриваются пучки труб с шахматным расположением. Аналогично случаю моделирования потока при продольном обтекании пучков труб с турбулизаторами «шестиугольной» семислойной схемой турбулентного пограничного слоя [4, 6, 7] проведём послойное деление потока при продольном обтекании труб с кольцевыми поперечно расположенными кольцевыми канавками для модельного «шестиугольного» канала, заменённого эквивалентным кольцевым каналом с подвижными внешними границами и канавками на внутренней трубе следующими соотношениями для турбулентной и молекулярной вязкостей и профилей скорости соответственно.

1. Вязкий подслой, расположенный в окрестности $(R_1 = \sqrt{\pi}/(\sqrt{2}\sqrt[4]{3})(S/D)^{-1})$:

$$R \in [R_1; R_1 + (5/Re)\sqrt{32/\xi}]:$$

$$\mu_T/\mu = (\beta_1/25)Re^3(R - R_1)^3(\xi/32)^{\frac{3}{2}}; \quad (1)$$

$$w_x/\bar{w}_x = (\xi/16)Re(R - R_1). \quad (2)$$

2. Промежуточный подслой, расположенный в окрестности:

$$R \in [R_1 + (5/Re)\sqrt{32/\xi}; R_1 + (30/Re)\sqrt{32/\xi}]:$$

$$\mu_T/\mu = (Re/5)(R - R_1)\sqrt{\xi/32} - 1; \quad (3)$$

$$w_x/\bar{w}_x = 5\sqrt{\xi/8}\left(1 + \ln\left((Re/5)(R - R_1)\sqrt{\xi/32}\right)\right). \quad (4)$$

3. Турбулентное ядро, расположенное в окрестности $R \in [R_1 + (30/Re)\sqrt{32/\xi}; 1]$:

$$\mu_T/\mu = \sigma Re; \quad (5)$$

$$w_x/\bar{w}_x = (1,325\sqrt{\xi} + 1) \cdot (R - R_1)^{\sqrt{\xi}}. \quad (6)$$

Для расчёта интенсифицированного теплообмена между отдельными канавками по вышеприведённой «шестиугольной» трёхслойной модели потока гидравлическое сопротивление трению принимается либо из имеющихся экспериментальных данных, либо по существующим эмпирическим соотношениям. В качестве первого приближения, а также в случае отсутствия достаточной информации, могут быть взяты значения гидравлического сопротивления и теплообмена для пространства между отдельными кольцевыми канавками в продольно обтекаемых пучках труб с кольцевыми канавками, характерные соответствующему каналу без выступов и канавок. Прежде всего необходимо детерминировать определяющий размер d_{∞} [1–3]:

$$d_{\infty} = D \cdot (C_{\infty} \cdot (S/D)^2 - 1). \quad (7)$$

Как уже отмечалось, для расчёта интенсифицированного теплообмена между отдельными канавками по данной «шестиугольной» трёхслойной модели потока гидравлическое сопротивление может быть принято, исходя из эмпирических формул, одними из самых надёжных могут быть приняты следующие [1–3]:

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = 1 + \left\{ 7,55 \frac{h}{d_{\infty}} (\lg Re - 3,5) - 0,035 \sin \left[\left(1 - 22,44 \frac{h}{d_{\infty}} \right) \cdot \pi \right] \right\} \left(1,40 - 0,488 \frac{t}{d_{\infty}} \right),$$

$$\forall S/D = 1,16 \div 1,5, \quad Re = 3,1 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^4, \quad h/d_{\infty} = 0 \div 0,1, \quad t/d_{\infty} = 0,25 \div 2; \quad (8)$$

$$\frac{\xi}{\xi_{\text{гл}}} = 1 + \left(1,40 - 0,488 \frac{t}{d_{\infty}} \right) \left\{ 3,21 \frac{h}{d_{\infty}} (\lg \text{Re} - 2,27) + 0,09 \cdot (\lg \text{Re} - 4,3) \sin \left[\left(1 - 22,44 \frac{h}{d_{\infty}} \right) \cdot \pi \right] \right\},$$

$$\forall S/D = 1,16 \div 1,5, \quad \text{Re} = 2 \cdot 10^4 \div 10^5, \quad h/d_{\infty} = 0 \div 0,1, \quad t/d_{\infty} = 0,25 \div 2. \quad (9)$$

Для гладких продольно обтекаемых пучков труб в формулах (8)–(9) гидравлическое сопротивление рассчитывается по следующей формуле [1–3]:

$$\xi_{\text{гл}} = (0,316 \cdot (S/D) - 0,176) \cdot \text{Re}^{-0,2}. \quad (10)$$

Моделирование интенсифицированного теплообмена в канавке продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками проводится на основе метода, успешно реализованного в [4, 6, 7] для комбинированных турбулизаторов типа «выступ-канавка» или собственно канавок, применяемых в кольцевых каналах. Данный подход был подробно изложен в [4, 6, 7] для расчёта интенсифицированного теплообмена в круглых трубах, кольцевых каналах и продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками, поэтому в рамках данной статьи остановимся только на специфических аспектах модели. В дальнейшем получаемые соотношения приводятся к виду для относительных величин, используемых в экспериментальных работах и эмпирических соотношениях для теплообмена и гидравлического сопротивления для продольно обтекаемых пучков труб с поперечными кольцевыми канавками [1–2].

Осреднённая теплоотдача для турбулентного пограничного слоя в канавке для продольно обтекаемых труб с кольцевыми канавками рассматривается как для эквивалентного «шестиугольному» кольцевого канала с поперечными кольцевыми канавками на внутренней трубе на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв для характерного размера P , согласно [4]:

$$\overline{\text{St}} = 0,036 \cdot \text{Re}_p^{-0,2} \text{Pr}^{-0,75}. \quad (11)$$

Осреднённое число Нуссельта в турбулентном пограничном слое в канавке на основе интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв [4]

$$\overline{\text{Nu}}_k = 0,01867 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,25} (P/d_{\infty})^{0,8}. \quad (12)$$

Отношение периметра к эквивалентному диаметру для канавок полукруглого поперечного сечения, применяемых в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками:

$$P/d_3 = \pi(h/d_{\infty}). \quad (13)$$

Осреднённое число Нуссельта для продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками

$$\overline{\text{Nu}} = \overline{\text{Nu}}_c (1 - t_k/t) + \overline{\text{Nu}}_k (t/d_3)^{-1}. \quad (14)$$

В случае применения поперечных канавок полукруглого поперечного сечения в продольно обтекаемых пучках труб оно примет следующий вид:

$$\overline{\text{Nu}} = \overline{\text{Nu}}_c \left(1 - 2(h/d_{\infty})(t/d_{\infty})^{-1} \right) + \overline{\text{Nu}}_k (t/d_{\infty})^{-1}. \quad (15)$$

Преимущество вышеизложенного компаундного метода расчёта интенсифицированного теплообмена в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками от метода, разработанного в [4], заключается в том, что детерминирование интенсифицированного теплообмена в канавках было сделано с меньшим числом допущений, а расчёт теплообмена между отдельными канавками – по «шестиугольной» трёхслойной модели турбулентного пограничного, имеющей более широкий диапазон использования.

**Сопоставление математического моделирования интенсифицированного теплообмена
при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб
с поперечными кольцевыми канавками при применении компаундной «шестиугольной»
трёхслойной модели турбулентного пограничного слоя с экспериментом**

Расчётные данные по теплообмену в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками верифицируются эмпирическими, наиболее подробно представленными в [1–3]. Сравнительный анализ расчётных данных по интенсифицированному теплообмену в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками, полученных с применением компаундной «шестиугольной» трёхслойной модели турбулентного пограничного слоя, с экспериментальными показывает вполне удовлетворительную корреляцию теории с экспериментом [1–3] в широком диапазоне чисел Рейнольдса, геометрических параметров пучка труб (относительному шагу труб в пучке), геометрических параметров канавок (безразмерные глубина и шаг канавок). В дальнейшем сравнение расчётных данных следует провести не только с отдельными экспериментальными данными, но и с имеющимися соответствующими эмпирическими соотношениями.

Интенсифицированный теплообмен продольно обтекаемых пучков труб с поперечными кольцевыми канавками наиболее полно описывается эмпирическими соотношениями, приведёнными в [1–3] для чисел Прандтля $Pr=0,72 \div 11,2$:

$$\frac{Nu}{Nu_{гл}} = 1 + \frac{0,6 \cdot \left[1 - e^{-35,8 \frac{h}{d_{\infty}}} \right] \left(1 - 0,35 \frac{t}{d_{\infty}} \right) \left(\lg Re - \lg \left[\left(30 \frac{d}{D} - 26,4 \right) \cdot 10^4 \right] \right)}{\lg \left[\left(16,8 \frac{d}{D} - 12,1 \right) \cdot 10^4 \right] - \lg \left[\left(30 \frac{d}{D} - 26,4 \right) \cdot 10^4 \right]}, \quad (16)$$

$$\forall S/D = 1,16 \div 1,5, \quad Re_1 < Re < Re_2, \quad h/d_{\infty} = 0 \div 0,1, \quad t/d_{\infty} = 0,25 \div 2;$$

$$Nu/Nu_{гл} = 1 + 0,6 \cdot \left[1 - \exp(-35,8 h/d_{\infty}) \right] \left(1 - 0,35 t/d_{\infty} \right), \quad (17)$$

$$\forall S/D = 1,16 \div 1,5, \quad Re_2 < Re < 10^5, \quad h/d_{\infty} = 0 \div 0,1, \quad t/d_{\infty} = 0,25 \div 2,$$

$$Re_1 = (3,6 - 33,8 \cdot h/d_{\infty}) \cdot 10^4;$$

где

$$Re_2 = (4,7 - 18,85 \cdot h/d_{\infty}) \cdot 10^4.$$

Для гладких продольно обтекаемых пучков труб в формулах (16)–(17) теплообмен рассчитываются по следующей формуле [1–3]:

$$Nu_{гл} = (0,032(S/D) - 0,0144) Re^{0,8} Pr^{1/3}. \quad (18)$$

Сравнение теоретических данных по интенсифицированному теплообмену с эмпирическими для продольно обтекаемых пучков труб с поперечными кольцевыми канавками при $S/D=1,2$; $t/d_{\infty}=1$; $h/d_{\infty}=1,2$; $Pr=0,72$ для различных значений числа Рейнольдса $Re=9 \cdot 10^3 \div 5,1 \cdot 10^4$ показывает их вполне удовлетворительную корреляцию. В дальнейшем необходимо провести сравнение теоретических расчётных данных с данными, полученными по эмпирическим зависимостям, для различных значений относительного шага между канавками при прочих равных условиях.

Сравнение теоретических данных по теплообмену с эмпирическими для продольно обтекаемых пучков труб с кольцевыми канавками при $S/D=1,2$; $h/d_{\infty}=1,2$; $Pr=0,72$; $Re=5 \cdot 10^4$ в зависимости от относительного шага между канавками $t/d_{\infty}=0,25 \div 2$ показывает хорошую корреляцию теоретического расчёта и расчёта по эмпирическим формулам во всём относительно широком рассматриваемом диапазоне определяющих параметров.

Теоретические данные, хорошо коррелируя с эмпирическими, имеют более широкий диапазон применения по отношению к эмпирическим формулам, поскольку основаны на допущениях, имеющих очень широкую общность.

Основные выводы

В рамках данной статьи была разработана компаундная математическая модель интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками, основанная на четырёхслойном моделировании турбулентного пограничного слоя в пространстве между отдельными кольцевыми канавками в шестиугольном канале, замённом эквивалентным кольцевым каналом, и использовании интегральных соотношений для турбулентных пограничных слоёв для пространства в отдельных канавках.

Получены аналитические соотношения относительно интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно обтекаемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками в зависимости от геометрических характеристик поперечных кольцевых канавок (их глубины, взаимного расположения), параметров продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками (относительного шага труб в пучке S/D), режима течения теплоносителя (чисел Рейнольдса и Прандтля).

Полученные зависимости преимущественно различаются от полученных ранее решений [4] более широкой общностью и верифицируемостью, а также тем, что при их выводе было принято гораздо меньшее число допущений.

Результаты расчёта в зависимости от широкого диапазона определяющих параметров, как геометрии продольно обтекаемого пучка труб с поперечными кольцевыми канавками, так и режима течения теплоносителя, хорошо коррелируют с существующими экспериментальными данными, однако, они также применимы и в более широком диапазоне определяющих параметров, поскольку основываются на допущениях, которые имеют очень широкую общность.

Интенсификация теплообмена обуславливает улучшение массогабаритных показателей теплообменных аппаратов современного металлургического производства, повышение их тепловой эффективности, снижение гидравлических потерь на прокачку теплоносителя, а также понижение температуры стенок теплообменника.

Обозначения: S – шаг между цилиндрами, D – диаметр цилиндра; S/D – относительный шаг цилиндров; d_{∞} – эквивалентный диаметр при бесконечном числе цилиндров в пучке; C_{∞} – константа (для коридорного пучка труб $C_{\infty}=1,273$, для шахматного – $C_{\infty}=1,102$); h – глубина канавки; d – диаметр кольцевой канавки; d/D – безразмерная глубина канавки; R – текущая радиальная координата; R_l – радиус цилиндра; Re , Pr , Nu , St – критерии Рейнольдса, Прандтля, Нуссельта, Стентона; ξ – коэффициент гидросопротивления; t – шаг между канавками; t_K – шаг канавки; P – периметр поперечного сечения канавки; β_1 – константа в «степенном законе»; σ – константа, характеризующая начальную турбулентность; w_x – продольная скорость (черта сверху – среднерасходная); μ и μ_t – молекулярная и турбулентная динамическая вязкость.

Список литературы

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1972. 220 с.
2. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. 208 с.
3. Эффективные поверхности теплообмена / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, И.З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
4. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: дис ... д-ра техн. наук. М., 2005. 632 с.
5. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечным оребрением с помощью «шестиугольной» четырёхслойной модели турбулентного пограничного слоя // Фундаментальные проблемы техники и технологии – Технология–2012: сб. тезисов и аннотаций научных докладов XV международной научно-технической конференции / под ред. А.В. Киричека и А.В. Морозовой; Технологический институт им. Н.Н. Поликарпова ФГБОУ ВПО «Госуниверситет–УНПК», г. Орёл, 5–8 июня 2012. М.; Орёл: Издательский дом «Спектр», 2012. С. 224–225.
6. Лобанов И.Е., Штейн Л.М. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.) в 4-х т. Т. III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и компаундных моделей турбулентного пограничного слоя. М.: МГАХиС, 2010. 288 с.
7. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечным оребрением на базе четырёхслойной модели турбулентного пограничного слоя // Тепловые процессы в технике. 2014. Т. 6. № 12. С. 531–537.

Материал поступил в редакцию 26.09.15.

INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH

DOI:10.18503/1995-2732-2016-14-1-109-115

MATHEMATICAL MODELING OF THE INTENSIFIED HEAT TRANSFER AT A TURBULENT FLOW IN LONGITUDINAL-FLOW TUBE BUNDLES WITH LATERAL RING GROOVES WITH THE AID OF A COMPOUND THREE-LAYER MODEL OF THE TURBULENT BOUNDARY LAYER

Lobanov Igor Evgenievich – D.Sc. (Eng.), Senior Research Fellow, PNIL-204, Moscow Aviation Institute, Moscow, Russia. E-mail: iloobbaannooff@live.ru.

Abstract. The objective of the research is to develop a theoretical model of calculating heat transfer at a turbulent flow in the channels of longitudinal-flow tube bundles with lateral ring grooves. The hypothesis used in this article is based on a four-layer simulation of a turbulent boundary layer in the space between separate ring grooves in a hexagonal channel replaced with an equivalent ring channel, and the use of integral relations of turbulent boundary layers for the space in separate grooves. The method is to obtain analytical relations regarding the intensified heat transfer at a turbulent flow in longitudinal-flow tube bundles with lateral ring grooves, depending on geometric characteristics of lateral ring grooves, specifications of longitudinal-flow tube bundles with lateral ring grooves, and the flow pattern of the coolant. These dependencies mainly differ from earlier obtained solutions in a wider commonality and verifiability, with fewer assumptions made. The calculation results obtained correlate well with the available experimental data depending on a wide range of key parameters such as configuration of a longitudinal-flow tube bundle with lateral ring grooves and the coolant flow pattern. However, they are also applicable in a much broader range of key parameters since they are based on assumptions of a very broad commonality. Application of the results of the study made it possible to improve mass and dimension parameters of heat exchangers of the modern metallurgical industry, improve their thermal efficiency, reduce hydraulic coolant pumping losses, and lower the heat exchanger side-wall temperature.

Keywords: Hadfield modeling, mathematical, heat exchange, intensification, turbulent, flow, pipe, bundle, boundary layer, compound, ring grooves.

References

1. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Yarkho S.A. *Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh* [Enhancement of heat transfer in channels]. Moscow: Mashinostroenie, 1972. 220 p.
2. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Yarkho S.A. *Intensifikatsiya teploobmena v kanalakh* [Enhancement of heat transfer in channels]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 208 p.
3. Kalinin E.K., Dreitser G.A., Kopp I.Z. and colleagues *Ehffektivnye poverkhnosti teploobmena* [Effective heat exchange surfaces]. Moscow: Energoatomizdat, 1998. 408 p.
4. Lobanov I.Ye. *Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh: dissertatsiya doktora tekhnicheskikh nauk* [Mathematical modeling of intensified heat exchange at turbulent flows in channels: D.Sc. dissertation]. Moscow, 2005. 632 p.
5. Lobanov I.Ye. Theory of intensified heat exchange at turbulent flows in longitudinally-washed tube bundles with cross-ribbing using the "hexagonal" four-layer model of a turbulent boundary layer. *Fundamental'nye problemy tekhniki i tekhnologii – Tekhnologiya-2012: sb. tezisev i annotatsij nauchnykh dokladov XV mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii / pod red. A.V. Kiricheka i A.V. Morozova / Tekhnologicheskij institut im. N.N. Polikarpova FGBOU VPO «Gosuniversitet-UNPK», g. Oryol, 5–8 iyunya 2012* [Fundamental problems of engineering and technology – Technology-2012. Book of abstracts of the XV International Scientific and Technical Conference. Ed. A.V. Kirichek and A.V. Morozova; Institute of Technology named after N.N. Polikarpov. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education "State University-UNPK", Orel, 5–8 June 2012]. Moscow; Orel: "Spectrum" Publishing house, 2012, pp. 224–225.
6. Lobanov I.Ye., Stein L.M. *Perspektivnye teploobmennye apparaty s intensifitsirovannym teploobmenom dlya metallurgicheskogo proizvodstva. (Obshchaya teoriya intensifitsirovannogo teploobmena dlya teploobmennyykh apparatov, primenyaemykh v sovremennom metallurgicheskom proizvodstve.) v 4-kh t. T. III. Matematicheskoe modelirovanie intensifitsirovannogo teploobmena pri turbulentnom techenii v kanalakh s primeneniem mnogoslojnykh, supermnogoslojnykh i kompaundnykh modelej turbulentnogo pogranichnogo sloya* [Advance heat exchangers with intensified heat exchange for metals practice (General Theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in a modern metals practice). In 4 volumes. Volume III. Mathematical modeling of intensified heat exchange at turbulent flows in channels using multi-layer, super-multi-layer and compound models of a turbulent boundary layer]. Moscow: MGAKH&S, 2010. 288 p.
7. Lobanov I.Ye. Mathematical modeling of intensified heat transfer at a turbulent flow in longitudinally-washed tube bundles with cross-ribbing on the basis of a four-layer model of a turbulent boundary layer. *Teplovye protsessy v tekhnike* [Thermal processes in engineering]. 2014, vol. 6, no. 12, pp. 531–537.

Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками с применением компаундной трёхслойной модели турбулентного пограничного слоя // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2016. Т. 14. №1. С. 109–115. doi:10.18503/1995-2732-2016-14-1-109-115

Lobanov I.E. Mathematical modeling of the intensified heat transfer at a turbulent flow in longitudinal-flow tube bundles with lateral ring grooves with the aid of a compound three-layer model of the turbulent boundary layer. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2016, vol. 14, no. 1, pp. 109–115. doi:10.18503/1995-2732-2016-14-1-109-115