РАЗРАБОТКА КРИТЕРИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Сугиров Д.У.

Каспийский государственный университет технологий и инжиниринга имени Ш. Есенова

*Аннотация.* В статье приводятся результаты экспериментальных исследований теплообмена и аэродинамических сопротивлений пучков труб, позволяющие решать задачи нахождения обобщающих зависимостей для расчета их значений, при установки различных турбулизаторов в газоходах установок, при различной скорости теплоносителя.

*Ключевые слова*: конвективный теплообмен, аэродинамические сопротивления, пучки гладких труб, турбулизаторы.

Изучению вопроса теплообмена и аэродинамических сопротивлений пучков труб позволила решать задачи нахождения обобщающих зависимостей для расчета теплообмена и аэродинамических сопротивлений.

Впервые единые формулы для расчета теплоотдачи и сопротивлений пучков труб вывели В.М. Антуфьев и Г.С. Белецкий /1,2/.

Экспериментальные результаты ими обобщались в виде критериальных уравнений типа:

Nu = C Re

Eu = K Re

На основании использования этих формул были разработаны номограммы для расчета котельных пучков.

При обобщении, в этих работах, за характерный размер принимался диаметр теплообменной трубки в исследованном пучке, а за расчетную скорость – скорость в наименьшем проходном сечении.

С развитием теории подобия экспериментальные результаты обобщались с учетом большого числа факторов и параметров пучка и исследованной среды критериальными уравнениями типа:

Nu = ƒ ( Re; σ; σ; z; Pr; );

Eu = ƒ ( Re; σ; σ; z);

т.е. было принято, что средняя теплоотдача трубки в пучке зависело от скорости набегающего потока и тепловой нагрузки /3-7/.

В работе /8/ (рис.1 а,б,в) выяснению влияния конфигурации турбулизатора на тепловую эффективность поверхности нагрева и возможности выражения его через коэффициент лобового сопротивления, были посвящены исследования тепловой модели плоского канала длиной *l= 420 мм*  и высотой *2s = 30 мм,* на горизонтальных электрически нагреваемых стенках которого укреплялись турбулизаторы прямоугольного, треугольного, и каплеобразного профиля. При этом геометрические критерии сравниваемых турбулизаторов выдерживались постоянными, равными *h/t = 0,054* и *h/s = 0,29.* Поэтому определяющей величиной при сравнении экспериментальных данных являлась конфигурация турбулизаторов.

u

д)

u

u

*l*

u

u

u

h

m

*l*

h

h

а)

в)

б)

г)

е)

ж)

з)

u

*l*

*l*

*l*

*l*

m

h

u

Рисунок 1

Виды искусственной интенсификации конвективного теплообмена в прямоугольных каналах

Коэффициент теплообмена на стенке канала определялся методом стационарного теплового потока

*α( x) = Q/Δt·( x)·ϕ⋅F*

Интегрированием локальных значений коэффициентов теплообмена были получена средняя величина Nu. В критериях подобия в качестве определяющего размера выбрана длина канала, а за определяющую температуру – среднее арифметическое от суммы средних величин температуры стенки и температуры потока по длине канала. Влияние конфигурации турбулизатора мало сказывалось на интенсивность теплообмена в канале. Все опытные точки группирировались вблизи кривой *Nu = f(Re)* , в уравнении которой экспонента при числе Рейнольдса равна 0,8, а коэффициент пропорциональности равен 0,05. В то же время для гидравлического сопротивления в канале влияние конфигурации было очень заметно, и каждой конфигурации турбулизатора соответствовало своя величина этого сопротивления, определявшаяся следующей зависимостью:

*Eu = f (Re; Слоб)*

Здесь *Слоб = f (Re)* – коффициент лобового сопротивления турбулизатора. Величина *Слоб* оказалась равной для прямоугольного, треугольного, полукруглого и каплеобразного профиля соответственно 0,9; 1,5; 0,99; и 0,2.

Все результаты опытов были обобщены следующим уравнением:

*E = 11,9 C N*

Где: *E* - энергетический коэффициент;

*N* -затраты мощности на перемещение воздуха в канале,  *вт/м.час.*

Эффективность поверхности нагрева, также, как и сопротивление в канале, уменьшалась с ростом величины лобового сопротивления. При этом наилучшая поверхность по энергетическому коэффициенту получилась для канала с турбулизаторами каплеобразного профиля, которые характеризовался наименьшими коэффициентами лобового сопротивления из всех исследованных конфигураций турбулизаторов.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Антуфьев В.М., Козаченко Л.С. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление конвективных поверхностей нагрева – ОНТИ, М., 1938, -102с.
2. Антуфьев В.М., Белецкий Г.С. Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление трубчатых поверхностей в поперечном потоке.-М.: Машгиз, 1948.-с. 120-124
3. Михайлов Г.А. Исследование локального теплообмена в пучках труб //Советское котлотурбостроение, 1939, №12, с.16-19.
4. Шилохвостов А.В.-В кн. Конвективный теплообмен в элементах парогенераторов и теплообменников-тр.ЦКТИ, 1968, вып.89, с.95-101.
5. Гренх Х.Г., Шольц Ф. – В кн. Тепломассообмен-Y, т.1, ч.2, Минск, Изд. АН БССР, 1976, с.37-42.
6. Фомина В.Н. Исследование теплообмена и аэродинамики шахматных пучков труб с широкими и тесными шагами и уточнение их расчета. Кандидатская диссертация, 1976, ВТИ.
7. Андреевский А.А., Боришанский В.М., Жилкина В.Б. Исследование теплоотдачи шахматных пучков труб в поперечном потоке воды – В кн. Конвективная теплоотдача в двухфазном и однофазном потоке- М., Энергия, 1964, с.65-68.
8. Bressler. Die Warnodbertragund einselner Rohrreihen in guarangestronten Rohrbundeln wit Kleinen-Forechund auf den Gebite, 1958, Bd 24.

© Д.У.Сугиров, 2019.