

1249484

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

ДОБРОВОЛЬСКИЙ Лев Николаевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО
КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИМЕНИТЕЛЬНО
К УСЛОВИЯМ РАБОТЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
УСТАНОВОК

(05.14.03 — «Ядерные энергетические установки»)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Основной тенденцией в развитии современных энергетических машин и установок является стремление к повышению удельной мощности и использованию газов высоких энергий и температур. При этом неизмеримо возрастают удельные тепловые нагрузки, чрезвычайно ускоряются переходные процессы. При больших удельных мощностях практически мгновенное изменение режима приводит к тому, что именно во время переходных режимов возникает опасность нарушения нормальной работы установок и разрушения рабочих элементов. Нестационарность процесса переноса тепла становится первостепенной в мощных импульсных реакторах и ядерных ракетных двигателях, где за короткий промазток времени возможен нагрев стенок до $1500 + 2000^{\circ}\text{C}$ со скоростью более $1000^{\circ}\text{C}/\text{сек}$. В связи с этим очевидно, что изучение законов нестационарного теплообмена применительно к условиям работы энергетических установок позволит уточнить методику их расчета на переходных режимах, что, в конечном итоге, повысит надежность их работы.

Актуальным для современных энергетических установок является изучение нестационарного конвективного теплообмена в каналах различной формы при турбулентном течении жидкости или газа. В общем случае, для решения задачи о нестационарном теплообмене должна рассматриваться сопряженная задача, т.е. взаимосвязанный процесс переноса тепла в стенке и теплоносителе. При этом, как правило, необходимо определение нестационарных полей скоростей и температур в потоке газа и полей температур в материале конструкции. До настоящего времени решение сопряженной задачи представляется настолько сложным, что общепринято разделение этой задачи на внешнюю и внутреннюю, когда движущийся поток рассматривается раздельно от стенки. При такой расчетной модели основной характеристикой нестационарного конвективного теплообмена является нестационарный коэффициент теплоотдачи.

В практических расчетах широко распространено мнение о квазистационарности коэффициента теплоотдачи при переменных режимах работы установок. С другой стороны, имеются работы, в которых отмечается значительное влияние нестационарности на коэффициент теплоотдачи.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1249484

Добровольский П.Н. Исслед

Настоящая работа посвящена исследованию нестационарного конвективного теплообмена применительно к условиям работы энергетических установок, основным содержанием ее явилось экспериментальное исследование нестационарного конвективного теплообмена при турбулентном течении воздуха в трубе и на пластине и численное исследование нестационарного конвективного теплообмена в трубе.

Диссертация состоит из введения, четырех глав и выводов.

Первая глава содержит обзор и анализ опубликованных теоретических и экспериментальных работ, посвященных исследованию нестационарного конвективного теплообмена, который показал:

1/Экспериментальные исследования нестационарного конвективного теплообмена при турбулентном течении теплоносителя в каналах показали влияние нестационарности на теплообмен. Однако, количественно результаты экспериментальных исследований существенно отличаются друг от друга. Наряду с этим, имеется ряд экспериментальных работ, показывающих на квазистационарность условий нестационарного теплообмена.

2/Проведены численные исследования, на основании которых получены зависимости для расчета нестационарного теплообмена при изменении теплового потока на внутренней поверхности трубы по различным законам во времени. Результаты этих исследований показали, что при расчете нестационарного теплообмена в ряде случаев нужно учитывать закон изменения тепловой нагрузки.

3/В проведенных исследованиях нет единого мнения о критерии нестационарности. Разные авторы предлагают в качестве критерия нестационарности различные безразмерные комплексы.

На основании проведенного анализа конкретные задачи диссертационной работы были сформулированы следующим образом:

1/Разработка методики экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена при турбулентном течении воздуха, обеспечивающей получение надежных экспериментальных данных и сопоставление этих данных с уже имеющимися. Создание экспериментальных стенок.

2/Численное исследование нестационарного конвективного тепло-

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
В. И. З. Баушана
БИБЛИОТЕКА

обмена в трубе с целью установления влияния изменения возмущающего фактора по различным законам при одинаковой продолжительности и степени его воздействия.

3/Установление возможности универсализации зависимости безразмерного коэффициента теплоотдачи от безразмерных комплексов при различных нестационарных процессах.

Вторая глава посвящена описанию метода численного исследования нестационарного теплообмена.

Анализ нестационарного конвективного теплообмена проводился с помощью численного решения уравнения энергии, которое рассматривалось при гидродинамическом стабилизированном турбулентном течении вязкого несжимаемого теплоносителя при условии постоянных физических свойств потока, отсутствия внутренних источников тепла, пренебрежения теплопроводностью вдоль оси и диссипацией энергии в потоке. В этом случае уравнение энергии принимает следующий вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial z} \left(a_z \cdot \frac{\partial t}{\partial z} \right) + \frac{a_x}{r} \frac{\partial t}{\partial r} - w(r, \tau) \frac{\partial t}{\partial x}.$$

Пределы изменения величин:

$$0 \leq \tau \leq \tau_n; \quad 0 \leq r \leq R; \quad 0 \leq x \leq L.$$

Начальное условие:

$$\tau = 0; \quad x > 0; \quad t(0, z, x) = t_n.$$

Граничные условия:

$$x = 0; \quad t(\tau, z, 0) = t_0(\tau);$$

$$\tau > 0; \quad x > 0; \quad z = R; \quad t(\tau, R, x) = t_{cm}(\tau, x);$$

$$z = 0; \quad \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)_{z=0} = 0.$$

z - текущая координата, R - радиус трубы, $w(r, \tau)$ - скорость потока в направлении оси, τ - время, L - длина трубы, t - температура теплоносителя, t_{cm} - температура стенки, a_x - турбулентная теплопроводность.

После анализа и сравнительных расчетов для описания профиля скорости и турбулентной теплопроводности был выбран профиль Пэя:

$$w(z) = w_0 \left[1 - \frac{n-s}{n-1} \rho^2 - \frac{s-1}{n-1} \rho^{2n} \right];$$

$$\alpha_z(z) = \alpha_n \frac{s(n-1)}{n-s+n(s-1)\rho^{2n-1}},$$

где n и s - числа Пэя.

В отличие от других работ по исследованию нестационарного конвективного теплообмена, где задавалось изменение теплового потока на стенке, в данной работе изменялась температура стенки.

При определении коэффициента теплоотдачи сильная крутизна профиля скорости не позволяла применять равномерную по радиусу сетку, т.к. требовалось очень мелкое разбиение, из-за чего возникла неустойчивость решения. В связи с этим, введена новая переменная

$$\xi = \rho \left[\frac{n-s}{s(n-1)} \rho + \frac{s-1}{2s(n-1)} \rho^{2n-1} \right].$$

Уравнение решалось с помощью конечно-разностной аппроксимации по четырехточечной неявной разностной схеме с применением метода прогонки. Особое внимание было уделено проверке достоверности результатов. Проверка производилась с помощью сравнения результатов численного счета с результатами экспериментов. Производился анализ полученных результатов в зависимости от числа разбиений по радиусу и длине трубы. Погрешности за счет конечно-разностной аппроксимации не превышали 2%.

Третья глава посвящена выбору и описанию методик экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена, анализу погрешностей измерения, описанию экспериментальных стэндов.

Анализ методов, применяемых другими авторами, показал, что, как правило, в процессе эксперимента замерялись лишь косвенные вели-

ны/тепловыделение в трубе, температура наружной стенки трубы/, с помощью которых затем путем пересчета определялся коэффициент теплоотдачи. В момент наибольших нестационарностей, когда эти величины определяются наименее точно, последующие пересчеты усугубляют неточность. В связи с этим в работе была разработана методика, основным достоинством которой является замер величин, непосредственно участвующих в расчете коэффициента теплоотдачи.

Как известно, коэффициент теплоотдачи с учетом переменных во времени параметров и граничных условий определяется:

$$\alpha(x, \tau) = \frac{q_{cr}(x, \tau)}{t_{cr}(x, \tau) - \bar{t}_{nom}(x, \tau)}, \quad 1$$

где $q_{cr}(x, \tau)$ - тепловой поток на внутренней поверхности трубы, $t_{cr}(x, \tau)$ - температура внутренней стенки трубы, $\bar{t}_{nom}(x, \tau)$ - средняя температура потока.

Если рассмотреть три сечения по длине канала, отстоящих друг от друга на 10+12 калибров, то средний тепловой поток на внутренней стенке трубы между сечениями I и 3 можно выразить:

$$q_{cm, 1-3}(\tau) = \frac{G}{\pi d l} [\bar{t}_{nom, 3}(\tau) - \bar{t}_{nom, 1}(\tau)], \quad 2$$

где G - весовой расход теплоносителя, $\pi d l$ - внутренняя поверхность трубы между сечениями I и 3, $\bar{t}_{nom, 1}(\tau)$, $\bar{t}_{nom, 3}(\tau)$ - средняя температура в сечениях I и 3.

Средние мгновенные температуры в сечениях I, 2 и 3 можно определить:

$$\begin{aligned} \bar{t}_{nom, 1}(\tau) &= t_{cr, 1}(\tau) - \bar{f}_1(\tau) [t_{cr, 1}(\tau) - t_{oc, 1}(\tau)], \\ \bar{t}_{nom, 2}(\tau) &= t_{cm, 2}(\tau) - \bar{f}_2(\tau) [t_{cr, 2}(\tau) - t_{oc, 2}(\tau)], \\ \bar{t}_{nom, 3}(\tau) &= t_{cm, 3}(\tau) - \bar{f}_3(\tau) [t_{cm, 3}(\tau) - t_{oc, 3}(\tau)]; \end{aligned} \quad 3$$

где $\bar{f}(\tau) = \frac{t_{cr}(\tau) - \bar{t}_{nom}(\tau)}{t_{cr}(\tau) - t_{oc}(\tau)}$ - коэффициент профиля.

Общеизвестно, что при стационарном режиме, при турбулентном

течении теплоносителя на участке стабилизированного теплообмена коэффициент профиля есть величина постоянная, т.е. для сечений I, 2, 3

$$\bar{f}_1 = \bar{f}_2 = \bar{f}_3 = \text{const}$$

Примем, что при нестационарном теплообмене в каждый момент времени по длине, трубы между сечениями I и 3 коэффициент профиля остается величиной постоянной, т.е.

$$\bar{f}_1(\tau) = \bar{f}_2(\tau) = \bar{f}_3(\tau) = \bar{f}(\tau) \quad 4$$

Правомерность такого предположения можно обосновать следующим:

1/Сечения I, 2, 3 близки друг к другу. В предельном случае, когда они совпадают, коэффициент профиля постоянен.

2/Проведение численного исследования температурных полей показало, что по длине исследуемого участка коэффициент профиля при изменении температуры стенки со скоростью 10000°град/сек изменяется не более, чем на 0,25%.

3/Специальные исследования, проведенные в Московском авиационном институте, подтвердили, что нестационарный коэффициент теплоотдачи зависит от длины исследуемого участка так же, как и стационарный.

4/Исследование нестационарной гидродинамики, проведенное в МВТУ, показало, что при существенных изменениях расхода/средней скорости/ безразмерный профиль скорости не меняется.

Для конкретных условий эксперимента, когда коэффициент профиля в каждый момент времени по длине исследуемого участка есть величина постоянная,

$$L_{\text{нест}} = \frac{c_p \cdot G}{\pi d \epsilon} \frac{\bar{f}(\tau) [t_{\alpha_3} - t_{\alpha_1}] + [1 - \bar{f}(\tau)] [t_{\alpha_3}(\tau) - t_{\alpha_1}(\tau)]}{\bar{f}(\tau) [t_{\alpha_2}(\tau) - t_{\alpha_2}(\tau)]} \quad 5$$

При проведении экспериментов температура внутренней стенки трубы между сечениями I и 3 изменялась не более, чем на 5%. Учитывая также, что величина коэффициента профиля, как показали численные исследования, должна быть близка к единице, можно написать следующее неравенство:

$$[1 - f(\tau)] [t_{cm_3}(\tau) - t_{cm_1}(\tau)] \approx \bar{f}(\tau) [t_{oc_3}(\tau) - t_{oc_1}(\tau)].$$

Если в уравнении 5 пренебречь величиной $[1 - f(\tau)] [t_{cm_3}(\tau) - t_{cm_1}(\tau)]$, то нестационарный коэффициент теплоотдачи определится следующим образом:

$$\alpha_{нст} = \frac{c_p \cdot G}{\pi \cdot d \cdot l} \frac{t_{oc_3}(\tau) - t_{oc_1}(\tau)}{t_{cm_3}(\tau) - t_{cm_1}(\tau)}$$

Следует подчеркнуть, что эта методика, как и другие применяемые методики, справедлива при изменении физических свойств теплоносителя по сечению канала, учитываемых температурным фактором. Нет оснований предполагать, что даже при существенных изменениях граничных условий температурный фактор в каждый момент времени изменяется по длине экспериментального участка между сечениями I и 3. Положительная сторона методики - отсутствие при ее использовании операции дифференцирования полученных величин.

Исследование нестационарного конвективного теплообмена при турбулентном течении газа проводилось на стенде, где в качестве рабочего участка использовалась труба из нержавеющей стали Х18Н10Т с внутренним диаметром 7,6 мм, толщиной стенок 0,2 мм, длиной 1000 мм. Рабочее тело - воздух. Нагрев трубы осуществлялся переменным током. Для предохранения трубы от перегрева в цепь было введено автоматическое отключающее устройство, отключавшее ток при заданной температуре поверхности трубы. В трех сечениях на оси трубы были поставлены термопары, в тех же сечениях к внутренней поверхности трубы были приварены термопары. Материал термопар - хромель-алюмель с диаметром термоэлектродов 0,05 мм. На холодном участке трубы для измерения расхода воздуха устанавливалась мерная шайба, перепад на которой измерялся датчиком ДММ-01, изменение статического давления перед шайбой измерялось датчиком ДММ-03. Расстояние первого исследуемого сечения трубы от начала обогрева 270 мм/35 калибров/. Расстояние между сечениями 100 мм/13 калибров/. В качестве прибора, регистрирующего температуру, применялся пленочный осциллограф Н-700.

Особое внимание в работе было уделено оценке погрешностей измерения температур. Эти погрешности складывались из относительных погрешностей за счет тарировки и обработки осциллограмм, относительной погрешности за счет инерционности термопар и оттока тепла по термоэлектродам. Относительная погрешность определения температуры внутренней стенки трубы за счет оттока тепла по термоэлектродам определялась с помощью приближенного метода численной релаксации и выполнялась на ЭВМ "Наири", она не превышала 2%. Относительная погрешность определения температуры стенки трубы за счет инерционности термопар находилась с помощью исследований Ларсона и Барнетта и не превышала 4%. В специальных экспериментах определялась инерционность термопар, измеряющих температуру теплоносителя на оси, которая позволила определить относительную погрешность определения этой температуры, она равна 1,5%. Суммарная относительная погрешность определения нестационарного коэффициента теплоотдачи $\pm 20\%$.

Если представить коэффициент теплоотдачи как

$$\alpha = - \frac{\lambda \frac{\partial T_{cr}}{\partial z}}{T_{cr} - T_{\infty}},$$

то эффект нестационарности будет зависеть от того, насколько темп изменения $\frac{\partial T_{cr}}{\partial z}$ и $(T_{cr} - T_{\infty})$ отличаются друг от друга. С этой целью в работе было проведено исследование нестационарного конвективного теплообмена на пластине с помощью оптического метода, который не вносит возмущений в пограничный слой, обладает большой чувствительностью и отсутствием инерционности.

Исследование проводилось на теневом приборе ИАБ-45I. Метод исследования основан на определении градиента показателя преломления света в каждой точке исследуемой области пограничного слоя путем измерения в этой точке отклонения светового луча. Отклонение светового луча по толщине пограничного слоя фиксировалось с помощью метода расфокусированной нити, сущность которого в следующем. Градиент показателя преломления в пограничном слое по направлению совпадает с нормалью к поверхности пластины. Поэтому, если щель коллиматора прибора установить под некоторым углом $\varphi \neq 90^\circ$ относительно поверхности пластины, а в приемной части

прибора параллельно щели поместить нить на некотором расстоянии от фокальной плоскости, то ось дифракционной картины от нити получит некоторое смещение в области теплового пограничного слоя, причем смещение этой оси в каждой точке будет пропорционально составляющей градиента преломления в направлении, перпендикулярном направлению нити. Следовательно, по фотографии одной нити можно получить распределение углов отклонения в тех точках пограничного слоя, через которые проходит смещенное изображение дифракционной картины от нити. По распределению градиента показателя преломления находился показатель преломления, поля градиентов температур и сами температуры.

Исследование нестационарного конвективного теплообмена при обтекании воздухом плоской пластины производилось на стенде, где в качестве рабочего участка была медная пластина толщиной 0,03 мм длиной 300 мм, шириной 80 мм, натянутая с помощью системы грузов. Нагрев пластины производился переменным током. Тепловой слой на пластине исследовался с помощью прибора ИАБ-451. Изображение фотографировалось фотоаппаратом АФА-33М с выдержкой $1/2000$ сек.

Погрешности эксперимента складывались из погрешностей определения величины смещения светового луча, погрешностей определения угла наклона нити, погрешностей определения коэффициента линейного увеличения фотографии. Суммарная относительная погрешность определения нестационарного коэффициента теплоотдачи $\pm 30\%$.

В четвертой главе даются результаты численного и экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена.

В соответствии с поставленной задачей работы с целью определения влияния возмущающего фактора при действии его по различным законам при одинаковой степени и продолжительности их воздействия температура внутренней стенки трубы изменялась по синусоиде, прямой и экспонента за время 0,05 сек в интервале температур от 100°C до 600°C . Численное исследование было проведено в диапазоне чисел $Re = 10^4 \div 10^5$, $\rho_2 = 0,3 \div 1$, $\frac{\lambda}{d} = 0 \div 120$.

В работе проведен анализ результатов численного счета с целью

выбора критерия нестационарности, при этом проводилось обоснование выбора определяющих параметров и их относительных комплексов, существенных для нестационарного теплообмена исходя из физической сущности процесса. В работе были проанализированы безразмерные комплексы следующего вида:

$$K = \frac{1}{t_{cm} - \bar{t}_{nom}} \frac{dt_{cr}}{dFo}, \quad K_1 = \frac{1}{t_{cr} - \bar{t}_{nom}} \frac{d(t_{cm} - \bar{t}_{nom})}{dFo},$$

$$K_2 = \frac{1}{t_{cm} - t_{ex}} \frac{dt_{cr}}{dFo}, \quad K_3 = \frac{d}{(t_{cr} - \bar{t}_{nom})_i} \sqrt{\frac{2}{c_p \cdot g \cdot G}} \frac{dt_{cr}}{d\tau},$$

$$K_T = \frac{1}{(t_{cr} - \bar{t}_{nom})_2 - (t_{cr} - \bar{t}_{nom})_1} \frac{dt_{cr}}{dFo}$$

где t_{cr} - температура внутренней стенки трубы, $\bar{t}_{nom}$ - среднемассовая температура потока, $Fo = \frac{\alpha \tau}{d^2}$, α - температуропроводности, d - диаметр, t_{ex} - температура потока на входе в трубу, τ - время, $(t_{cm} - \bar{t}_{nom})_1$ - начальный температурный напор, $(t_{cr} - \bar{t}_{nom})_2$ - конечный температурный напор.

Проведенный анализ показал, что наиболее универсальным для описания отклонения $Nu_{нст}$ от $Nu_{ст}$ при изменении возмущающего фактора по различным законам является безразмерный комплекс $K = \frac{1}{t_{cr} - \bar{t}_{nom}} \frac{dt_{cr}}{dFo}$, представляющий собой меру соотношения между удельным /на единицу длины трубы/ количеством тепла, подведенном в единицу времени к трубе, к удельному количеству тепла, передаваемому поперек потока за счет перепада температур.

В работе проведен анализ влияния числа Re на нестационарный теплообмен, который показал, что с увеличением числа Re отклонение нестационарного коэффициента теплоотдачи от стационарного уменьшается. Влияния числа Pe в пределах изменения от 0,3 до 1 выявлено не было.

Обработка результатов численного счета позволила предложить расчетную зависимость.

Критерий K разграничивает две области нестационарного теплообмена:

1/ $K < 20$ — область, в которой можно пренебрегать эффектом нестационарности, т.е. считать, что нестационарный коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени квазистационарен;

2/ $K > 20$, область, в которой возможен эффект нестационарности.

Результаты экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена при турбулентном течении воздуха в трубе представлены в §2 главы 4. Исследования проводились при следующих условиях:

1/ Наброс тепловой нагрузки. Тепловая нагрузка изменялась в режимах с начальным теплообменом и без начального теплообмена при постоянном расходе воздуха.

2/ Сброс тепловой нагрузки при постоянном весовом расходе воздуха.

3/ Увеличение расхода воздуха при постоянной тепловой нагрузке.

4/ Уменьшение расхода воздуха при постоянной тепловой нагрузке.

Длительность нестационарных процессов колебалась от 0,5 сек до 10 сек. Максимальная скорость изменения температуры стенки $1200^\circ\text{град/сек}$ при набросе тепловой нагрузки и 200°град/сек при сбросе тепловой нагрузки, температурный фактор изменялся $\left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_{\text{ср}}}\right) = 1 + 1,87$, температурный напор $(t_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}) = 46^\circ + 310^\circ\text{C}$, $Re = 1,78 \cdot 10^4 + 4,24 \cdot 10^4$. В процессе эксперимента сравнивались температуры наружной и внутренней стенок трубы.

Результаты серий экспериментов, проведенных при постоянном весовом расходе теплоносителя и переменной тепловой нагрузке установили, что отличия нестационарного коэффициента теплоотдачи от стационарного составляет от 0,8 до 1,2, т.е. лежит в пределах погрешности определения коэффициента теплоотдачи.

Результаты серии экспериментов, проведенных при постоянной тепловой нагрузке и переменном весовом расходе теплоносителя

установили отклонение нестационарного коэффициента теплоотдачи от стационарного от 0,9 до 1,1.

Таким образом, несмотря на то, что при исследовании нестационарного конвективного теплообмена при течении воздуха в трубе в работе были получены значительно большие скорости нагрева стенок экспериментального участка / до $1200^{\circ}\text{C}/\text{сек}$ /, чем в других известных нам исследованиях, отклонение нестационарного коэффициента теплоотдачи от стационарного малы и лежат в пределах точности проведения экспериментов.

Результаты экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена при обтекании воздухом плоской пластины представлены в §3 главы 4. Исследование проводилось при постоянном весовом расходе воздуха и переменной тепловой нагрузке. Скорость нагрева пластины колебалась от 0 до $70^{\circ}\text{C}/\text{сек}$, скорость охлаждения от 0 до $-90^{\circ}\text{C}/\text{сек}$. В исследованном диапазоне проведения экспериментов показана практическая квазистационарность нестационарного коэффициента теплоотдачи.

Выводы.

1. Разработана методика и создана программа для численного решения уравнения энергии при нестационарном конвективном теплообмене.

2. Разработана методика экспериментального исследования нестационарного конвективного теплообмена в трубе, отличительной особенностью которой является прямое измерение температур, необходимых для определения нестационарного коэффициента теплоотдачи. Данная методика может быть рекомендована при изучении нестационарного конвективного теплообмена в каналах.

3. Показана возможность применения оптических методов для исследования нестационарного теплообмена, дающих возможность исследовать поля температур и коэффициенты теплоотдачи на пластине при нестационарном теплообмене.

4. Проведено экспериментальное исследование нестационарного теплообмена при турбулентном течении воздуха в диапазоне чисел $Re = 1,4 \cdot 10^4 + 4,24 \cdot 10^4$ и максимальной скорости изменения

температуры стенки $1200^{\circ}\text{град}/\text{сек}$ для трубы и $Re_{\kappa} = 1,7 \cdot 10^5 + 3 \cdot 10^5$ и максимальной скорости изменения температуры стенки $70^{\circ}\text{град}/\text{сек}$ для пластины. Проведенные экспериментальные исследования выявили, что в исследованном диапазоне отклонение $Nu_{\text{нест}}$ от $Nu_{\text{стат}}$ лежит в пределах точности эксперимента.

5. Проведено численное решение уравнения энергии для нестационарного теплообмена в трубе для граничных условий первого рода, числах $Re = 10^4 + 10^5$, средней скоростью изменения температуры стенки $10000^{\circ}\text{град}/\text{сек}$. На основании решения проведен анализ безразмерных комплексов, характеризующих нестационарный теплообмен. Выбран критерий нестационарности

$$K = \frac{1}{t_{\text{стат}} - t_{\text{нест}}} \frac{dt_{\text{стат}}}{dFo}$$

6. Проведенный анализ результатов численного счета показал, что можно предложить расчетную зависимость

$$\frac{Nu_{\text{нест}}}{Nu_{\text{стат}}} = 1 + 48 K^{0,85} Re^{-1}$$

7. Заметное отклонение $Nu_{\text{нест}}$ от $Nu_{\text{стат}}$ / более 5% / наблюдается при $K > 20$, при $K < 20$ влиянием нестационарности можно пренебречь.

Результаты настоящей работы использованы при расчете энергетических установок.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Л. Н. Добровольский, Л. Л. Калишевский, А. М. Никитин, С. В. Селиховкин. Решение уравнения энергии для турбулентного течения жидкости в трубе при нестационарном теплообмене. Труды МВТУ № 144. Москва. 1971 год.

2. Л. Н. Добровольский, Л. Л. Калишевский, А. М. Никитин, С. В. Селиховкин. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена. Труды МВТУ № 144. Москва. 1971 год.

3. С. В. Селиховкин, Л. Н. Добровольский, А. М. Никитин. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена при обтекании плоской пластины. Известия вузов. Машиностроение. № 4. 1972 год.

4. С. В. Селиховкин, Л. Н. Добровольский, А. М. Никитин. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена в трубе. Известия вузов. Машиностроение. № 6. 1972 год.

5. Л. Н. Добровольский, Л. Л. Калишевский, С. В. Селиховкин, А. М. Никитин. Экспериментальное исследование нестационарного теплообмена. Сб. "Тепло- и массообмен", т. I, Минск. 1972 год.