

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ГАЗО-ЖИДКОСТНОМ  
ОДНОНАПРАВЛЕННОМ ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ

Создание высокоэффективных аппаратов для тепло- и массообменных процессов является одной из важных современных проблем,

Перспективным методом интенсификации тепло- и массообменных процессов является использование аэродинамических возможностей закрученного двухфазного потока [1].

В данной работе приводятся результаты исследования по межфазному переносу тепла при двухфазном восходящем закрученном потоке в режиме кольцевого течения.

Теплообмен при непосредственном контакте потока закрученного воздуха с водной поверхностью, образованной закрученной пленкой, имеет свои особенности, определяемые гидродинамической обстановкой, принципиально отличной от гидродинамической обстановки у стенки.

Эти особенности следующие: 1) отсутствие вязкого подслоя у межфазной поверхности; 2) зависимость суммарного эффекта переноса тепла от двух движущих сил; разности температур и разности парциальных давлений; 3) межфазная поверхность не является по положению в пространстве постоянной.

При непосредственном соприкосновении воздуха и воды и при условии направления потоков явного тепла и массы от воды к газовой фазе имеет место взаимосвязанный конвективный перенос тепла, пропорциональный температурному напору и перенос тепла диффундирующей массой пара, пропорциональный разности парциальных давлений паров на поверхности пленки и в ядре воздушного потока.

Суммарное количество тепла, перенесенное к газовому потоку, определится из формулы

$$Q_{\text{ж.г.}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{д}} \quad \text{вт.} \quad (1)$$

Потоки явного тепла и тепла, переносимого диффундирующей массой пара, оцениваются по уравнениям:

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{в}} C_{\text{р}}' (t_2 - t_1) \quad \text{вт.} \quad (2)$$

$$Q_{\text{д}} = G_{\text{в}} r (x_2 - x_1) \quad \text{вт.} \quad (3)$$

где  $C_{\text{р}}'$  — теплоемкость влажного воздуха, дж/кг град;  $G_{\text{в}}$  — расход воздуха, кг/сек;  $t_1$  и  $t_2$  — соответственно средние начальная и конечная температуры воздуха, °С;  $r$  — теплота фазового перехода, дж/кг;  $x_1$  и  $x_2$  — влагосодержания воздуха на входе и вы-



ходе, определяемые при помощи психрометров, кг вод. пара / кг сух. воздуха.

Принимая уравнения теплоотдачи и массоотдачи в качестве исходных, с их помощью процесс тепло- и массообмена представляем следующей аналитической зависимостью [2] :

$$Q_{ж.г} = \alpha_k \Delta t_{ср} F_{усл} + G_b r (\chi_2 - \chi_1) \quad \text{вт.} \quad (4)$$

Практически расчет теплообмена при совместном действии переноса тепла и массы производится по методу эффективной теплоотдачи. Этот метод состоит в замене отдельного определения коэффициентов переноса тепла и массы условным коэффициентом теплоотдачи, учитывающим

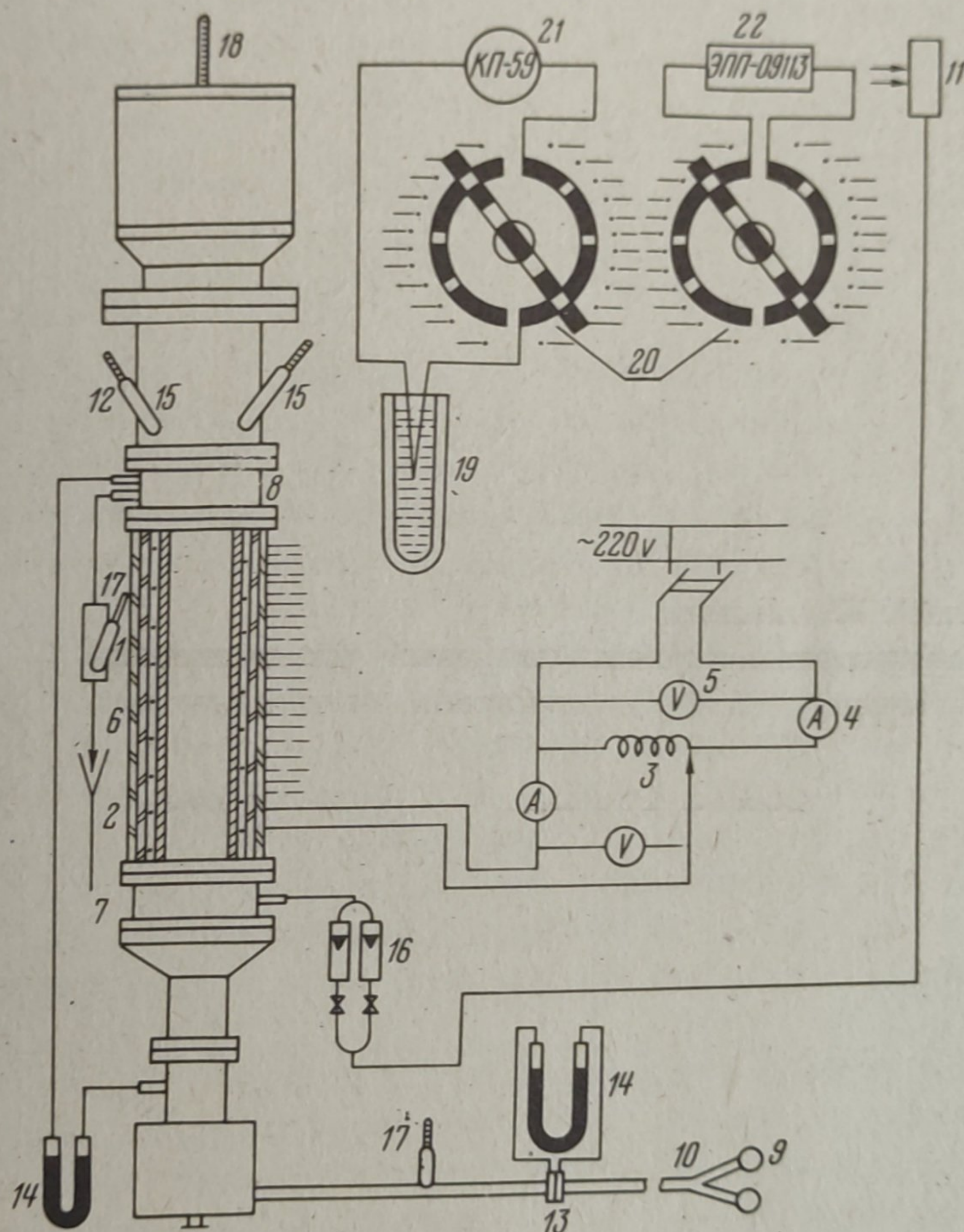


Рис. 1. Схема опытной установки:

- 1—экспериментальная труба; 2—электронагреватель; 3—автотрансформатор; 4—амперметр; 5—вольтметр; 6—тепловая изоляция; 7—приемная камера; 8—разделительная камера; 9—воздуходувка; 10—воздуховод; 11—напорный бак; 12—сепаратор; 13—диафрагма; 14—дифманометры; 15—психрометр; 16—ротаметры РС-3 и РС-5; 17—18—термометры; 19—сосуд Дьюара; 20—переключатели терморпар; 21—потенциометр КП-59; 22—электронный автоматический потенциометр ЭПП-09



суммарный эффект переноса тепла. Для этого уравнение (4) преобразуем, разделив обе части его на  $P_{\text{усл}} \Delta t_{\text{ср}}$ . Получаем уравнение

$$\alpha_{\text{эфф}} = \alpha_{\text{к}} + G_{\text{б}} r \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{F_{\text{усл}} \Delta t_{\text{ср}}} \text{ вт/м}^2 \text{ гр}, \quad (5)$$

где  $\alpha_{\text{к}}$ ,  $\alpha_{\text{эфф}}$  — соответственно коэффициенты теплоотдачи "сухой" и эффективный,  $\text{вт/м}^2 \text{ гр}$ ;  $\Delta t_{\text{ср}} = (t_{\text{пл}} - t_{\text{в}})_{\text{ср}}$  — средний температурный напор;  $F_{\text{усл}}$  — условная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ .

Для экспериментальных исследований использовали установку, схема которой представлена на рис. 1. Основным элементом установки является экспериментальная труба 1, на наружной поверхности ее располагается электрический нагреватель 2. Экспериментальная труба снаружи и с торцов покрывается изоляцией и имеет следующие параметры: 1) внутренний диаметр  $d_{\text{вн}} = 26 \text{ мм}$ ; 2) наружный диаметр  $d_{\text{н}} = 33 \text{ мм}$ ; 3) длина измерительного участка  $l = 480 \text{ мм}$ ; 4) материал — сталь марки 1Х18Н9Т.

Воздух, подаваемый воздуходувкой 9, по воздуховоду 10, пройдя дроссельную диафрагму 13 и статический закручиватель, размещенный в приемной камере 7, поступает в патрубок, приобретая при этом вращательное движение.

Жидкость из водопровода подается в напорный бак 11, далее, пройдя расходомер 16 (ротаметры РС-3, РС-5), направляется в приемную камеру, откуда через кольцевую щель, образованную торцами закручивателя и патрубка, захватывается восходящим потоком воздуха и подается в виде закрученной пленки по стенке патрубка в направлении разделительной 8 и сепарационной 12 камер.

Для измерения температуры поверхности стенки на ней размещено двенадцать хромель-алюмелевых термопар, э.д.с. которых измерялась потенциометром КП-59 класса точности 0,05. Среднюю по энтальпии температуру газа и воды на входе и патрубок и выходе из его измеряли ртутными термометрами с ценой деления  $0,1^\circ \text{С}$ .

По достижении стационарного режима измеряли величину тока и напряжения на измерительном участке, температуру жидкости и газа, э.д.с. термопар, расход газа и жидкости, влажность воздуха и перепад давления.

После наладочных и градуировочных экспериментов было проведено пять серий основных опытов. В опытах исследовалась зависимость теплообмена от режимов движения воздуха и жидкости, а также от геометрических параметров закручивателей. В качестве закручивателей применялись винтовые вставки с геометрическими симплексами, равными 0,54; 0,8; 0,95; 1,4; 1,8.

Изменение температуры воздуха и пленки жидкости определялось последовательным расчетом по участкам, на которые разбивалась вся длина контактного патрубка. Температура пленки или воздуха на выходе из любого участка при известной температуре на входе может быть определена из уравнения (3)

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} + \frac{Q \Delta F}{C_p G F_{\text{усл}}} \varrho, \quad (6)$$



где  $\Delta F$  — поверхность элементарного участка патрубка,  $\text{м}^2$ ;  $G$  — расход воздуха или жидкости,  $\text{кг/сек}$ ;  $C_p$  — удельная теплоемкость воздуха или жидкости,  $\text{дж/кг. гр.}$   $Q$  — поток тепла, уносимый жидкостью или газом,  $\text{вт.}$

На основании опытных данных строились графики распределения температур по высоте контактного патрубка, для газового потока и пленки и по ним определялся средний температурный напор.

Средний эффективный коэффициент теплоотдачи определялся из выражения

$$\alpha_{\text{эфф}} = \frac{Q_{\text{ж.г.}}}{F_{\text{усл}} \Delta t_{\text{ср}}} \quad \text{вт/м}^2 \text{ гр.} \quad (7)$$

Эксперименты проведены в диапазоне изменения параметров:  
1. Критерий Рейнольдса по воздуху  $Re_r = 13800-78000$ ;

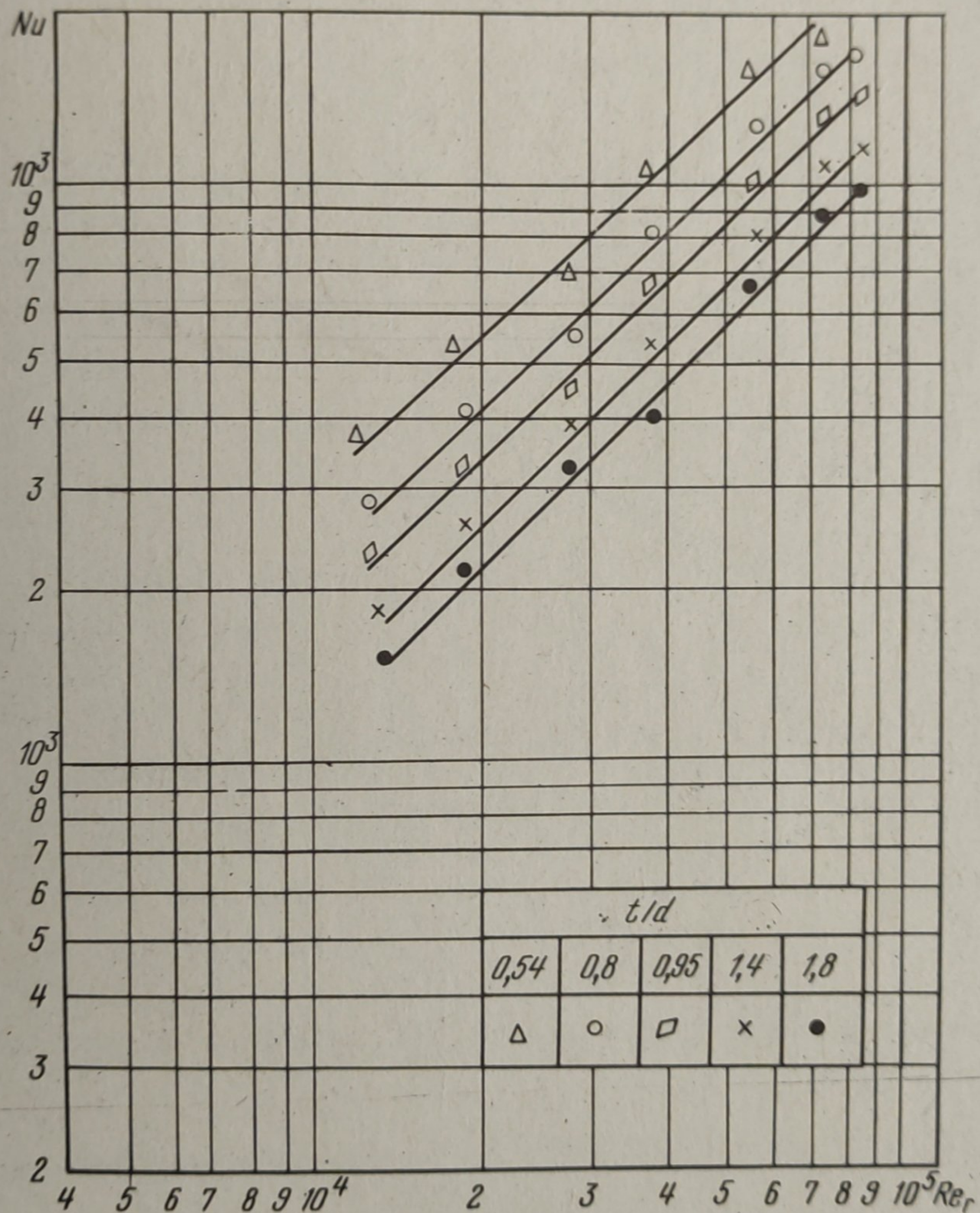


Рис. 2. Влияние режима движения газовой фазы на средний коэффициент теплоотдачи в трубе со шнековым завихрителем при  $Re_x = 280$



2. Критерий Рейнольдса по воде  $Re_{ж} = 80 \div 900$ ;
3. Средняя температура воды,  $^{\circ}C$   $28 \div 75$ ;
4. Симплекс закрутки  $\frac{t}{d_{вн}} = 0,54 \div 1,8$ .

Обработка полученного опытного материала производилась по известной методике [4].

На рис. 2 нанесены результаты исследования теплообмена в зависимости от критерия Рейнольдса по воздуху и симплекса закрутки. За определяющий размер принят внутренний диаметр экспериментальной трубы, а физические параметры принимались при средней по длине температуре газа и жидкости.

На рис. 3 дан график зависимости теплообмена от критерия Рейнольдса по жидкости.

Из рис. 3 видно, что в зависимости от плотности орошения коэффициент теплоотдачи увеличивается, это объясняется наличием волн на поверхности раздела газ-жидкость, причем амплитуда и фазовая скорость волн зависит от орошения [5].

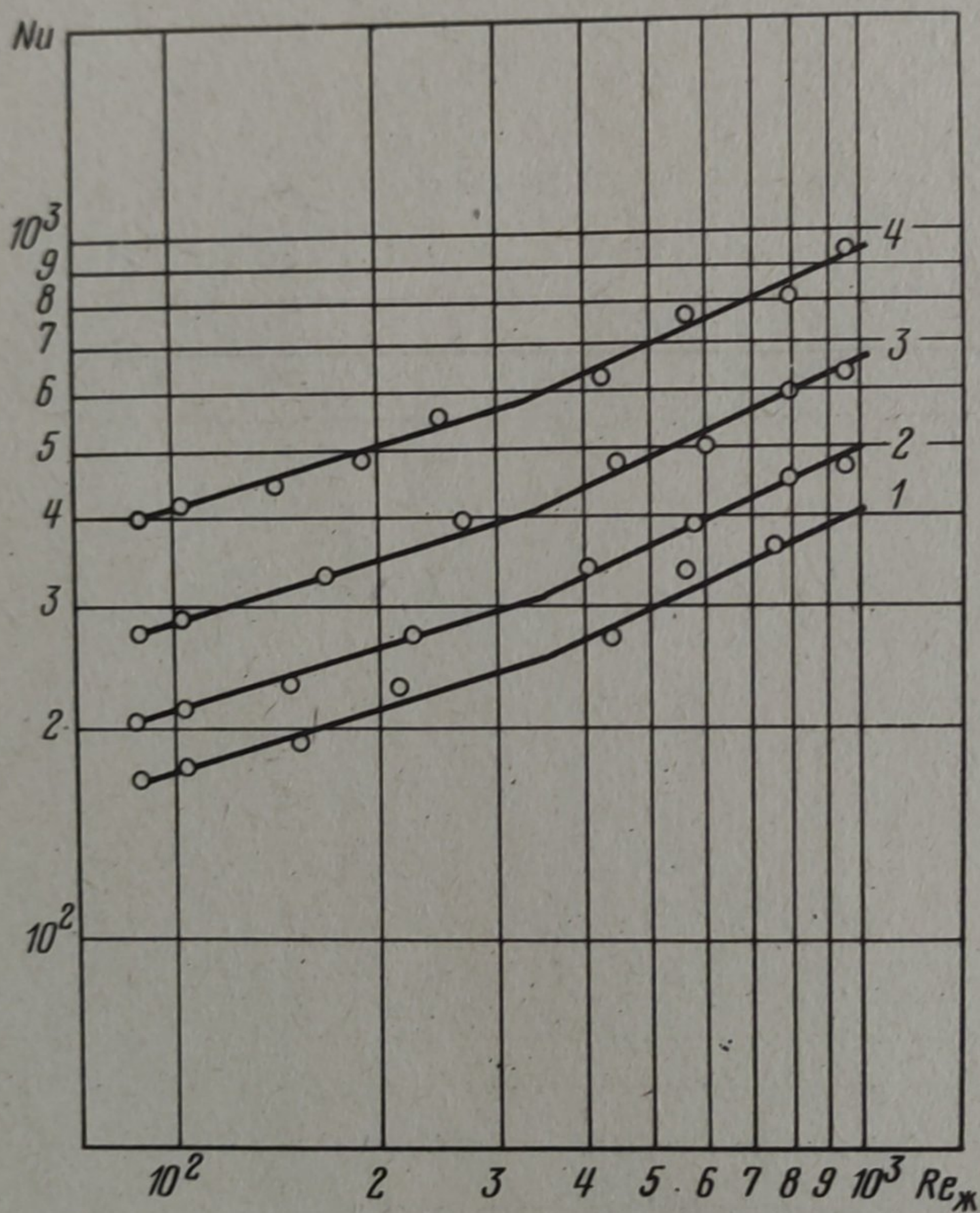


Рис. 3. Влияние режима движения жидкости на средний коэффициент теплоотдачи в трубе со шнековым завихрителем с  $\frac{t}{d_{2x}} = 0,95$ ; 1 —  $Re_r = 1,38 \cdot 10^4$ ; 2 —  $Re_r = 2 \cdot 10^4$ ; 3 —  $Re_r = 3 \cdot 10^4$ ; 4 —  $Re_r = 4 \cdot 10^4$

Обработка опытных данных позволила получить следующие критериальные уравнения:

$$\text{I режим } Re_r = 1,38 \cdot 10^4 - 7,8 \cdot 10^4; \quad Re_{ж} = 80 \pm 360 = 0,0031 Re_r Re_{ж} \left( \frac{t}{d_{вн}} \right)^{0,35} \quad (8)$$

$$\text{II режим } Re_r = 1,38 \div 2,8 \cdot 10^4; \quad Re_{ж} = 360 - 900; \\ Nu = 0,0018 Re_r Re_{ж} \left( \frac{t}{d_{вн}} \right)^{-0,35} \quad (9)$$



Критерий подобия определялся по формулам:

$$Re_r = \frac{W_r d_{вн} \rho_r}{\mu_r} ; \quad (10)$$

$$Re_x = \frac{4\Gamma}{\mu_x} ; \quad (11)$$

$$Nu = \frac{\alpha_{эфф} d_{вн}}{\lambda_r} , \quad (12)$$

где  $\Gamma$  — плотность орошения, кг/м сек;  $\mu_r$ ;  $\mu_x$  — коэффициент вязкости воздуха, воды, н.сек/м;  $\lambda_r$  — коэффициент теплопроводности, ватт/м.гр;  $\rho_r$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

#### Выводы

1. Установлено наличие двух гидродинамических режимов для жидкой фазы в зависимости от орошения.
2. Выяснен характер влияния режимных и геометрических параметров на интенсивность теплообмена.
3. Получены критериальные уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи.
4. Определен оптимальный диапазон параметров винтовой вставки, равный  $\frac{t}{d_{вн}} = 0.8-1.4$ .

#### Литература

1. А.И. Ершов, Л.М. Гухман. ИФЖ, 10, №4, (1966).
2. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукамел. Теплопередача, М.—Л., 1965.
3. В.А. Осипова. Экспериментальное исследование процессов теплообмена. 1969.
4. Л.М. Батунер, М.Е. Позин. Математические методы в химической технике, М., 1971.
5. В.М. Собин, А.И. Ершов. Изв. вузов СССР. Энергетика, 12 (1972).