

А 3

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

КИЕВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

инж. ЛЕГКИЙ В. М.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ  
И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ  
КОМПАКТНЫХ ПУЧКОВ  
ИЗ ПЛАВНИКОВЫХ ТРУБ**

**АВТОРЕФЕРАТ  
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ  
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

Научный руководитель  
член-корреспондент АН УССР  
проф. ТОЛУБИНСКИЙ В. И.



Развитие отечественного котлостроения вступило в период интенсивного строительства мощных и сверхмощных агрегатов с единичной производительностью 500—900 и более тонн пара в час. Быстрое освоение котлоагрегатов такой мощности является основой для внедрения в ближайшем будущем на электрических станциях СССР прогрессивных блочных схем, отвечающих современному уровню теплоэнергетики.

Наряду с наращиванием единичных мощностей котельных агрегатов происходит процесс непрерывного повышения их тепловой экономичности, главным образом, за счет организации глубокого охлаждения продуктов горения. При этом особое значение приобретают вопросы компоновки. Расчеты показывают, что с повышением паропроизводительности быстро растет удельная тепловая нагрузка фронта котла по пару. Так для котлов 230 т/час. она составляет 21—23 т/час м., для котлов 500 т/час — 30—34 т/час м., а при мощности котла 1000 т/час — соответственно 40—45 т/час м. Поскольку величина конвективных поверхностей нагрева изменяется почти прямо пропорционально производительности, то возможности размещения конвективных элементов по ширине в котлах большой мощности значительно ухудшаются. Особенно затруднительной становится компоновка поверхностей нагрева из обычных гладкотрубных пучков по мере снижения температуры уходящих газов до 110—130°C, что с экономической точки зрения вполне оправдано.

Трудности, возникающие при компоновке мощных и сверхмощных котельных агрегатов, настоятельно требует изыскания новых типов компактных поверхностей теплообмена. В отношении воздухоподогревателей эта задача, повидимому, уже нашла свое разрешение в виде регенеративного теплообменника типа «Юнгстрем», позволяющего на 25—30% сократить высоту хвостовой части котла. В тоже время вопрос о дальнейшем повышении компактности змеевиковых водяных экономайзеров остается открытым.

Наиболее простое, на первый взгляд, решение заключается в том, чтобы использовать в водяных экономайзерах шахматные пучки из гладких труб с малыми продольными относительными шагами. Исследованиями Всесоюзного теплотехнического института по компактным шахматным пучкам и Киевского политехнического института по шахматным пучкам с «обуженным» сечением показано, что поверхности такого рода обеспечивают уменьшение габаритов водяных экономайзеров на 60—80% в сочетании с выгодами самообдв-

172797

ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
БИБЛИОТЕКА



ки. Но изготовить змеевиковую поверхность с продольным шагом  $\frac{s_2}{d} = 0,7-1,2$  не всегда представляется возможным по причинам чисто технологического порядка.

Другой путь состоит в применении для водяных экономайзеров крупных котельных агрегатов, так называемых, плавниковых труб. Опубликованные в литературе экспериментальные данные и результаты промышленных испытаний свидетельствуют о высокой эффективности плавниковых поверхностей теплообмена. В практике котлостроения плавниковые поверхности еще не получили достаточно широкого распространения из-за высокой трудоемкости ручной наварки плавников. Но в настоящее время технический уровень металлургической промышленности позволяет ориентироваться на массовое производство плавниковых труб машинным способом, например, методом выдавливания. В условиях массового производства, одновременно с удешевлением и повышением прочностных качеств плавниковых труб, создается возможность для выбора наиболее рационального типа плавникового профиля.

В настоящей работе, на базе исследования тепловых и аэродинамических характеристик шахматных пучков труб с плавниками прямоугольного и трапециевидного профиля, предпринята попытка определить оптимальный по технико-экономическим показателям тип плавниковой трубы, пригодный для водяных экономайзеров котельных агрегатов.

Глава первая работы посвящена обзору литературных данных, касающихся теплообмена и аэродинамики пучков плавниковых труб в поперечном газовом потоке. Наибольший интерес представляет исследование выполненное в 1939 г. В. М. Антуфьевым и Г. С. Белецким в ЦКТИ на трубах с приварными прямоугольными плавниками. Геометрические характеристики пучков изменялись в пределах  $\frac{s_1}{d} = 1,5-2,5$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,5-2,5$ ,  $\frac{h}{d} = 0,39-1,58$ ,  $\frac{\delta}{d} = 0,058-0,263$ . Всего исследовано двадцать три шахматных пучка при  $Re = 10000-70000$ . Коэффициенты теплоотдачи определялись В. М. Антуфьевым и Г. С. Белецким как приведенные значения по методу теплового локального подобия. В результате исследования установлено, что интенсивность теплообмена плавниковой трубы с потоком быстро нарастает по мере увеличения толщины и высоты плавника, а аэродинамическое сопротивление пучка плавниковых труб при  $\frac{s_2}{d} = 2,0-$

2,5 остается таким же как и у гладкотрубных поверхностей нагрева. В опытах В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого обна-

ружилось значительное влияние на коэффициенты теплоотдачи направления теплового потока. При тепловом потоке от стенки к газу коэффициенты теплоотдачи на 30—40% превышают соответствующие значения, полученные при тепловом потоке от газа к стенке.

Влияние установки труб относительно потока на теплообмен и аэродинамику пучка труб с прямоугольными плавниками  $\frac{s_1}{d} = 2,0$ ,  $\frac{s_2}{d} = 2,0$ ,  $\frac{h}{d} = 1,0$ ,  $\frac{\delta}{d} = 0,15$  исследовано

С. Н. Файнзильбергом. Опыты показали, что монтаж поверхностей нагрева из труб с прямоугольными плавниками необходимо вести весьма тщательно, так как отклонение оси плавника от направления скорости потока более чем на  $5^\circ$  приводит к быстрому росту аэродинамического сопротивления пучка. Зависимость тепловых характеристик от угла атаки оказалась, в целом, незначительной, а по своим абсолютным размерам коэффициенты теплоотдачи совпали с обобщенными данными В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого.

В исследовании А. З. Щербакова определены коэффициенты загрязнения пучка плавниковых труб  $\frac{s_1}{d} = 2,18$ ,

$\frac{s_2}{d} = 1,18$ ,  $\frac{h}{d} = 0,625$ ,  $\frac{\delta}{d} = 0,094$ . Из опытов следует, что

в зоне скоростей потока 7—11 м/сек загрязнение гладких и плавниковых труб имеет, практически, одинаковую величину, а в зоне 4—7 м/сек плавниковые трубы загрязняются меньше гладких труб. Таким образом, в отношении загрязнений плавниковые поверхности обладают определенными преимуществами по сравнению с гладкими трубами.

Необходимо отметить, что в литературе отсутствуют достаточно четкие рекомендации по выбору оптимального профиля плавниковых труб, а опубликованные по этому вопросу материалы в значительной степени противоречат друг другу. Так В. М. Антуфьев и Г. С. Белецкий считают наиболее выгодными прямоугольные профили с высотой плавника  $h = s_2 - d - 2$  мм при максимально возможной его толщине. В то же время С. Н. Файнзильбергом, в качестве оптималь-

ного, предложен прямоугольный плавник с  $\frac{\delta}{d} = 0,15$  и

$h = s_2 - d - 2$  мм. Следовательно, в обоих случаях высоту плавника рекомендуется выбирать как максимальную или близкую к максимальной по условиям размещения труб в пучке. Расчеты В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого и С. Н. Файнзильберга выполнены на основе чисто технических, а не технико-экономических соображений и нуждаются, повидимому, в соответствующем уточнении. Опре-



деление оптимального профиля плавниковых труб приобретает особенно большое значение в пучках с компактным расположением труб, где плавник загромождает межтрубное проходное сечение ( $\frac{s_2}{d} = 1,0 - 1,5$ ). Рост аэродинамических сопротивлений в таких пучках связан, прежде всего, с толщиной верхней кромки плавника. Поэтому толщина верхней кромки не может, практически, превышать  $\frac{\delta_{кр}}{d} = 0,1 - 0,2$ .

Но малая толщина прямоугольного плавника противоречит стремлению повысить интенсивность теплообмена. Выход из положения может быть найден в использовании труб с плавниками трапециевидного профиля, имеющими малую толщину верхней кромки и достаточно большую толщину у корня плавника. Хорошо обтекаемые трапециевидные профили, вероятно, будут более выгодны как по загрязнениям так и в отношении допустимых монтажных отклонений по углам атаки.

Таким образом из литературного обзора вытекает:

а) Имеющиеся в настоящее время данные по теплообмену и аэродинамике пучков труб с прямоугольными плавниками относятся, в основном, к области больших шаговых соотношений  $\frac{s_2}{d} \geq 1,5$ . Обобщенных данных по теплообмену и аэродинамике более компактных плавниковых пучков вообще не имеется.

б) Предложенная В. М. Антуфьевым и Г. С. Белецким зависимость коэффициентов теплоотдачи плавниковых труб от направления теплового потока находится в противоречии с современными взглядами на процесс теплообмена в поперечно обтекаемых газом трубных пучках.

в) В литературе отсутствуют достаточно четкие рекомендации по выбору оптимального профиля плавниковых труб.

Во второй главе изложены основные положения методики исследования теплообмена и аэродинамических сопротивлений пучков плавниковых труб. Принятая методика исследования теплообмена является одним из практических приложений теории температурного регулярного режима первого рода. Как известно, регулярный режим первого рода наступает, если однородное изотропное тело помещено в среду с постоянной температурой. По истечении некоторого периода неупорядоченного теплообмена температура в любой точке тела начинает стремиться к температуре окружающей среды по закону экспоненты:

$$\Delta t = D_0 e^{-m\tau} \quad (1)$$

где  $\Delta t^\circ\text{C}$  разность между температурой в данной точке тела и температурой окружающей среды,  $D_0$  — константа, зависящая от начальных условий,  $m$  1/час — так называемый темп охлаждения и  $\tau$  час — время. Как показано Г. М. Кондратьевым, соотношение (1) представляет собой следствие общего интеграла уравнения Фурье, в котором для простоты начальный момент времени принят равным нулю.

Показатель экспоненты в уравнении (1) в свою очередь равен:

$$m = \alpha \psi \frac{F}{C} \quad (2)$$

Здесь  $C$  ккал/кг — суммарная теплоемкость тела,  $F$  м<sup>2</sup> — его наружная поверхность теплообмена,  $\alpha$  ккал/м<sup>2</sup> час. град. — средний по поверхности тела коэффициент теплоотдачи. Поправка  $\psi$  представляет собой отношение средней избыточной температуры по поверхности к средней избыточной температуре по объему тела. Методы аналитического и экспериментального определения поправок  $\psi$  достаточно подробно описаны в работах Г. М. Кондратьева, посвященных теории альфакалориметров. Таким образом, построив в координатах  $\ln \Delta t = f(\tau)$  график охлаждения или нагревания тела, можно найти темп охлаждения и средний по поверхности коэффициент теплоотдачи. (см. уравнения (3) и (4) и рис. 1). Указанный метод позволяет осуществить локальное моделирование в трубном поперечно-омываемом пучке с тепловым потоком от стенки к газу и от газа к стенке.

$$m = \frac{\ln \Delta t_1 - \ln \Delta t_2}{\tau_2 - \tau_1} \quad (3)$$

$$\alpha = \frac{mC}{\psi F} \quad (4)$$

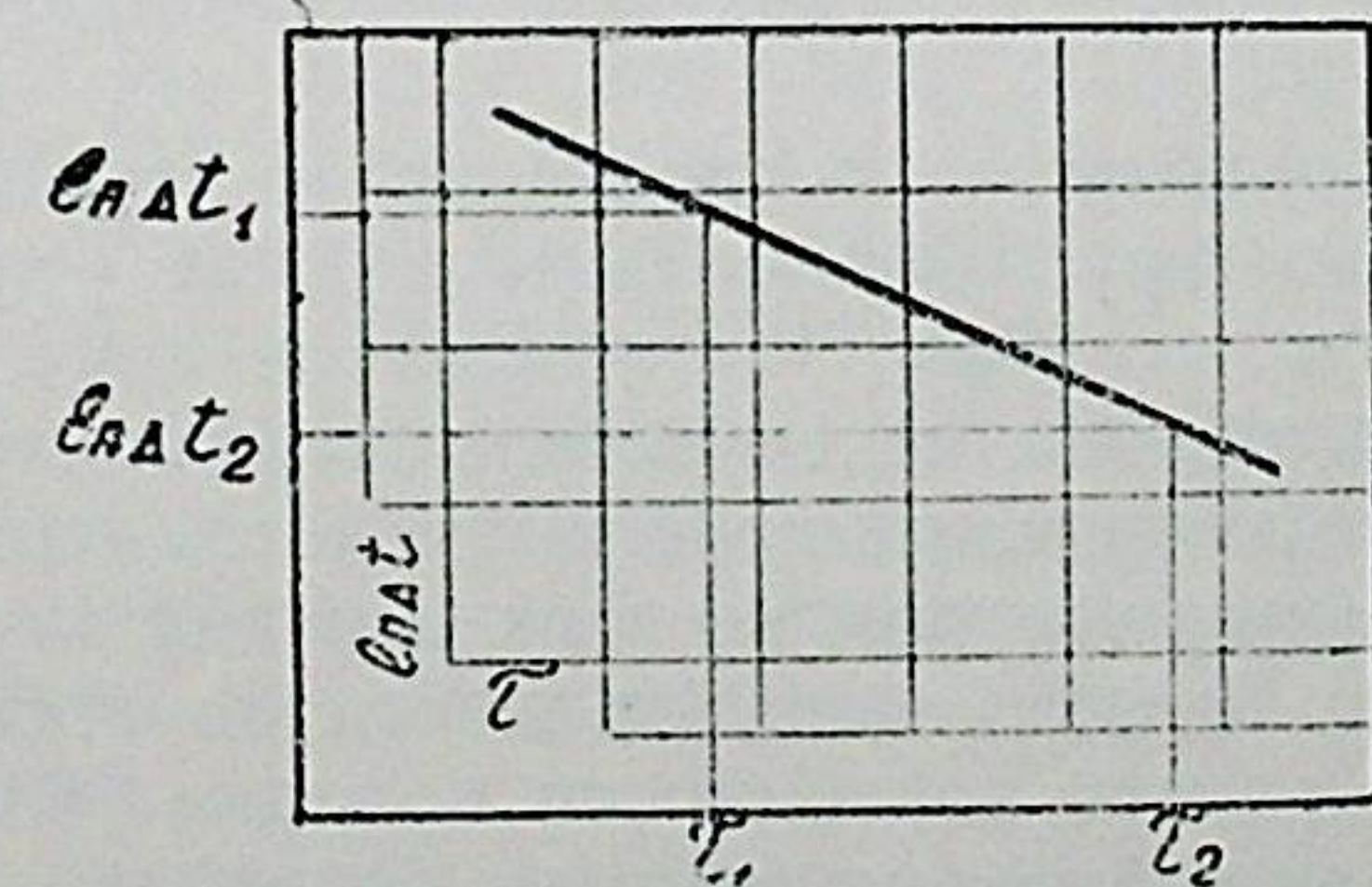


Рис. 1. Полулогарифмический график охлаждения или нагревания тела.

Для решения задачи о полном моделировании необходимо выполнить трубный пучок из монолитных стержней, нагреть или соответственно охладить все стержни относитель-



по потока и провести калориметрирование в условиях прогрева или охлаждения всего трубного пучка. Если предположить, что модель собрана из однородных, одинаковых по своим физическим свойствам стержней и имеет равномерное распределение температур во всех своих частях в начальный момент времени, то для любого ряда, считая от входа в модель, будет выполняться соотношение:

$$e^{-M_n \tau} = \sum_{i=1}^{n-1} \frac{m_n C_i M_i e^{-m_i \tau}}{m_n (G_{взд} C_{взд} - 0,5 C_n M_i) - M_i G_{взд} C_{взд}} + \left[ 1 - \sum_{i=1}^{n-1} \frac{m_n C_i M_i}{m_n (G_{взд} C_{взд} - 0,5 C_n M_i) - M_i G_{взд} C_{взд}} \right] e^{1 + \frac{0,5 m_n C_n}{G_{взд} C_{взд}} \tau} \quad (5)$$

Предполагается так же, что материал стержней выбран из условия  $\psi = 1,0$ . В уравнении (5)  $G_{взд}$  кг/час — расход воздуха через модель,  $M_n$  1/час — темп охлаждения при полном моделировании,  $m_n$  1/час — темп охлаждения при локальном моделировании,  $C$  ккал/кг — суммарная теплоемкость стержней расположенных в одном ряду модели,  $C_{взд}$  — ккал/кг. град. — удельная теплоемкость воздуха при температуре потока,  $\tau$  час — время. Таким образом, для расчета коэффициента теплоотдачи при полном моделировании в  $n$ -ом ряду модели необходимо экспериментально определить темпы полного моделирования  $M_1, M_2, M_3, \dots, M_n$  и найти из уравнения (5) темп локального моделирования  $m_n$ . За тем по уравнению (4) вычисляется коэффициент теплоотдачи.

Аэродинамические сопротивления трубных пучков измерялись в изотермическом потоке обычным способом отбора статических давлений. С этой целью две трубки Пито были установлены на расстоянии 250 мм перед моделью и 650 мм. за моделью.

Результаты опытов по теплообмену и аэродинамике пучков плавниковых труб обработаны в виде критериальных соотношений  $Nu = C_* Re^{n_*}$  и  $Eu = C_{\Delta p} (k + 1) Re^{-0,27}$  где расчетная скорость потока отнесена к поперечному осевому сечению пучка, а физические константы к температуре потока. Геометрическим параметром во всех случаях служит диаметр основной трубы. Пучки имели от шести до восьми рядов по ходу потока и чистоту поверхности порядка  $\nabla 3$ .

Третья глава работы посвящена вопросам, связанным с постановкой эксперимента. Дано описание экспериментальной установки, описание методики применявшейся для измерения удельной теплоемкости алюминия, описание методики

\*  $k$  — число рядов в пучке по ходу газов.

и стенда для определения коэффициентов формы плавниковых калориметров, произведена оценка точности опытов.

Экспериментальная установка (рис. 2) представляет собой низконапорную аэродинамическую трубу закрытого типа оборудованную вентилятором производительностью до

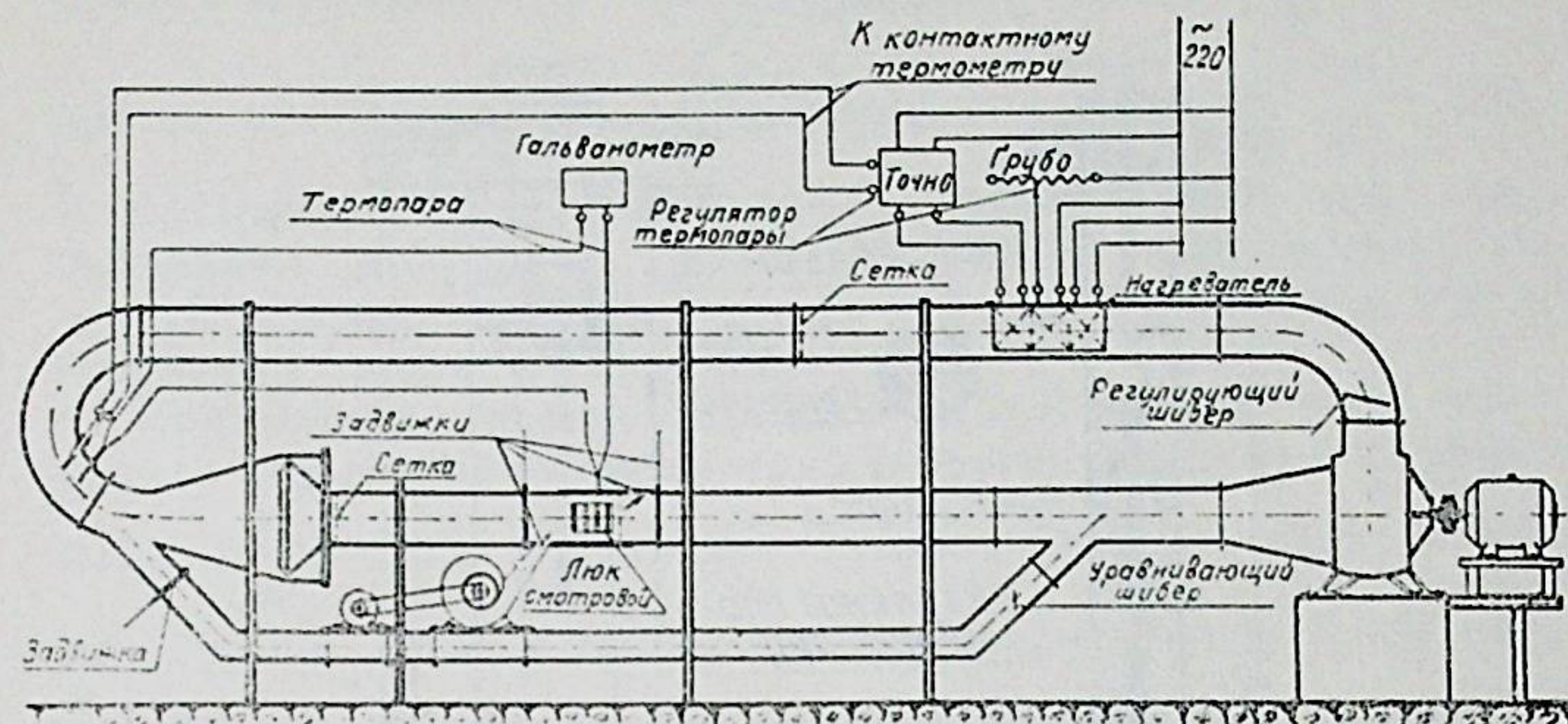


Рис. 2. Схема экспериментальной установки.

3500 м<sup>3</sup>/час. Вентилятор развивает напор около 140 мм. в ст. По верхнему обводному каналу воздух поступает на вход коллектора, имеющего профиль лемнискаты с поджатием четыре. Вслед за коллектором расположен переходный участок и рабочий участок длиной 700 мм с сечением 280/280 мм. Во время опытов на полное моделирование основной поток может байпасироваться мимо рабочей части трубы по нижнему обводному каналу. Установка имеет автоматический регулятор температуры, благодаря которому на входе в рабочий участок температура потока поддерживается постоянной с точностью  $\pm 0,15^\circ\text{C}$  на любом заданном уровне в пределах  $30-80^\circ\text{C}$ . На рис. 3 показано устройство калориметров. Гладкотрубный калориметр (а) выполнен в виде составного цилиндра  $\varnothing 20$  мм. В средней его части имеется активный стальной участок длиной 100 мм. По осевому сверлению  $\varnothing 1,5$  мм. в центр активной части калориметра заведена и заплавлена там медь—константановая термопара. Плавниковый калориметр (б) состоит из двух алюминиевых частей, тщательно отизолированных друг от друга гетинаксовой прокладкой.

Во время опытов измерялась непосредственно разность между температурой на оси калориметра и температурой потока. Для этого термопара, размещенная в аэродинамической трубе на расстоянии 200 мм перед моделью дифференциально подключена к термопаре калориметра. Для из-



мерения э.д.с. дифференциальной термопары использован зеркальный гальванометр типа М-21 чувствительностью  $10 \times 10^{-6}$  в/мм с временем успокоения 3 сек. При локальном

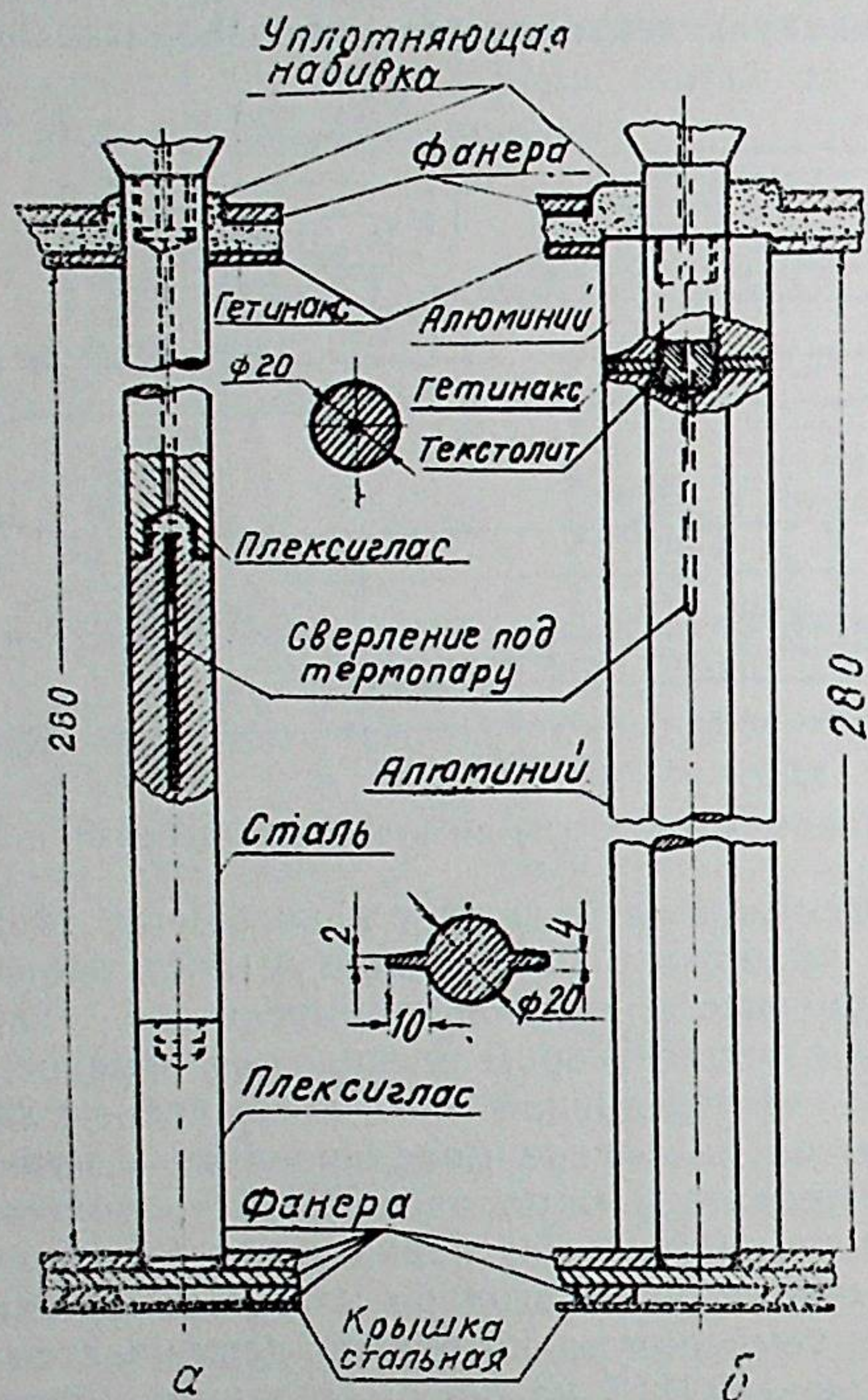


Рис. 3. Конструкция и материалы калориметров.

моделировании нагретый (или охлажденный) относительно потока калориметр устанавливается в любом ряду модели и по гальванометру снимаются отсчеты разности температур во времени. Благодаря высокой чувствительности гальванометра, разность температур необходимая для начала опыта не превышает  $7-10^\circ\text{C}$  и теплообмен калориметра с потоком проходит при температурном факторе практически равном единице ( $\frac{T_{ст}}{T_{пот}} = 1,0$ ). Это обстоятельство позволяет с одной стороны исключить из рассмотрения лучистый теплообмен, а с другой — выявить прямым опытом влияние на коэффициенты теплоотдачи направления теплового потока.

Все основные опыты выполнены на установке при температуре потока  $50^\circ\text{C}$ .

Предварительно, для татировки стенда и опробования методики было исследовано два гладкотрубных пучка труб. Один с шахматным расположением  $\frac{s_1}{d} = 2,35$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,55$  и

другой с коридорным расположением  $\frac{s_1}{d} = 2,0$ ,  $\frac{s_2}{d} = 2,0$ .

В шахматном пучке коэффициенты теплоотдачи в зоне стабилизации получились на  $1-2\%$ , а в коридорном на  $11-12\%$  выше подсчитанных по нормам теплового расчета котельных агрегатов 1957 года.

Контрольные опыты на полное моделирование были проведены в шахматном пучке труб с трапециевидными плавниками  $\frac{s_1}{d} = 2,35$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,55$ . Плавник имеет толщину верхней кромки 2 мм и толщину у основания около 9 мм при  $\frac{h}{d} = 0,95$  и  $\frac{\delta_{ср}}{d} = 0,28$ . Сравнение данных полного и локального моделирования не обнаружило расхождений превышающих в четвертом пятом ряду  $3\%$ . Таким образом, оказалось возможным применять локальное моделирование по методу регулярного режима для исследования теплообмена в компактных шахматных пучках.

В том же пучке плавниковых труб с  $\frac{s_1}{d} = 2,35$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,55$ ,  $\frac{h}{d} = 0,98$ ,  $\frac{\delta_{ср}}{d} = 0,28$  проведено определение коэффициентов теплоотдачи при тепловом потоке от стенки к газу и от газа к стенке. Опыты не выявили сколько-нибудь заметного влияния направления теплового потока на величину средних по поверхности коэффициентов теплоотдачи.

При экспериментировании по методу регулярного режима необходимо иметь данные по физическим константам материала калориметров. В работе производилось непосредственное измерение удельной теплоемкости алюминия для всех типов калориметров при температуре  $50^\circ\text{C}$  методом сравнения с эталонным образцом. В качестве эталона была принята углеродистая сталь Ст 45. По справочным данным при температуре  $50^\circ\text{C}$  удельная теплоемкость стали равна  $c_{ст} = 0,115$  ккал/кг.град (с точностью  $3\%$ ). Если на одном и том же режиме аэродинамической трубы и в одном и том же пучке труб провести определение коэффициента теплоотдачи последовательно эталонным и испытуемым калориметрами, то в силу условия  $\alpha = \text{const}$  и тождественного равенства



для обоих случаев правой части уравнения (4) для удельной теплоемкости испытуемого образца получим выражение:

$$c_{исп} = \frac{G_{эт}}{G_{исп}} \cdot \frac{F_{исп}}{F_{эт}} \cdot \frac{\psi_{исп}}{\psi_{эт}} \cdot \frac{m_{эт}}{m_{исп}} \cdot c_{эт} \quad (6)$$

Точность измерения удельной теплоемкости, описанным выше методом, равна 3,9%, причем основную часть погрешности составляет погрешность удельной теплоемкости эталона. Анализ точности опытов по теплообмену и аэродинамике пучков плавниковых труб показывает, что точность определения коэффициентов теплоотдачи равна 5,1% и аэродинамических сопротивлений 6%, что можно признать удовлетворительным.

В четвертой главе работы изложены результаты основных опытов по теплообмену и аэродинамике пучков плавниковых труб. В соответствии с программой экспериментов теплообмен плавниковых шахматных пучков исследован в диапазоне шаговых соотношений  $\frac{s_1}{d} = 2,0 - 2,6$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,1 -$

1,6 при изменении относительной высоты плавников от  $\frac{h}{d} =$

$= 0,4$  до  $\frac{h}{d} = 1,0$  и изменении относительной толщины от

$\frac{\delta_{ср}}{d} = 0,2$  до  $\frac{\delta_{ср}}{d} = 0,4$ . Всего исследовано восемнадцать ти-

пов плавниковых труб, из которых девять с прямоугольными и девять с трапециевидными плавниками (см. рис. № 4 и рис. № 5). Все трапециевидные профили имеют одинаковую толщину верхней кромки  $\frac{\delta_{кр}}{d} = 0,1$ .

В таблицах № 1 и № 2 представлены результаты опытов в сорока семи пучках плавниковых труб. В своей основной части, опыты выполнены локальным моделированием в четвертом пятом рядах при тепловом потоке от стенки к газу. Для определения зависимости среднего по пучку коэффициента теплоотдачи от числа рядов в девятнадцати пучках труб с трапециевидными плавниками исследовано распределение коэффициентов теплоотдачи по рядам.

Типичные результаты опытов, отражающие влияние шаговых соотношений на средний по поверхности коэффициент теплоотдачи, показаны на рис. 6. Как видно из графиков, зависимость коэффициентов теплоотдачи от поперечного шага проявляется тем слабее, чем меньше шаг  $\frac{s_2}{d}$  и может

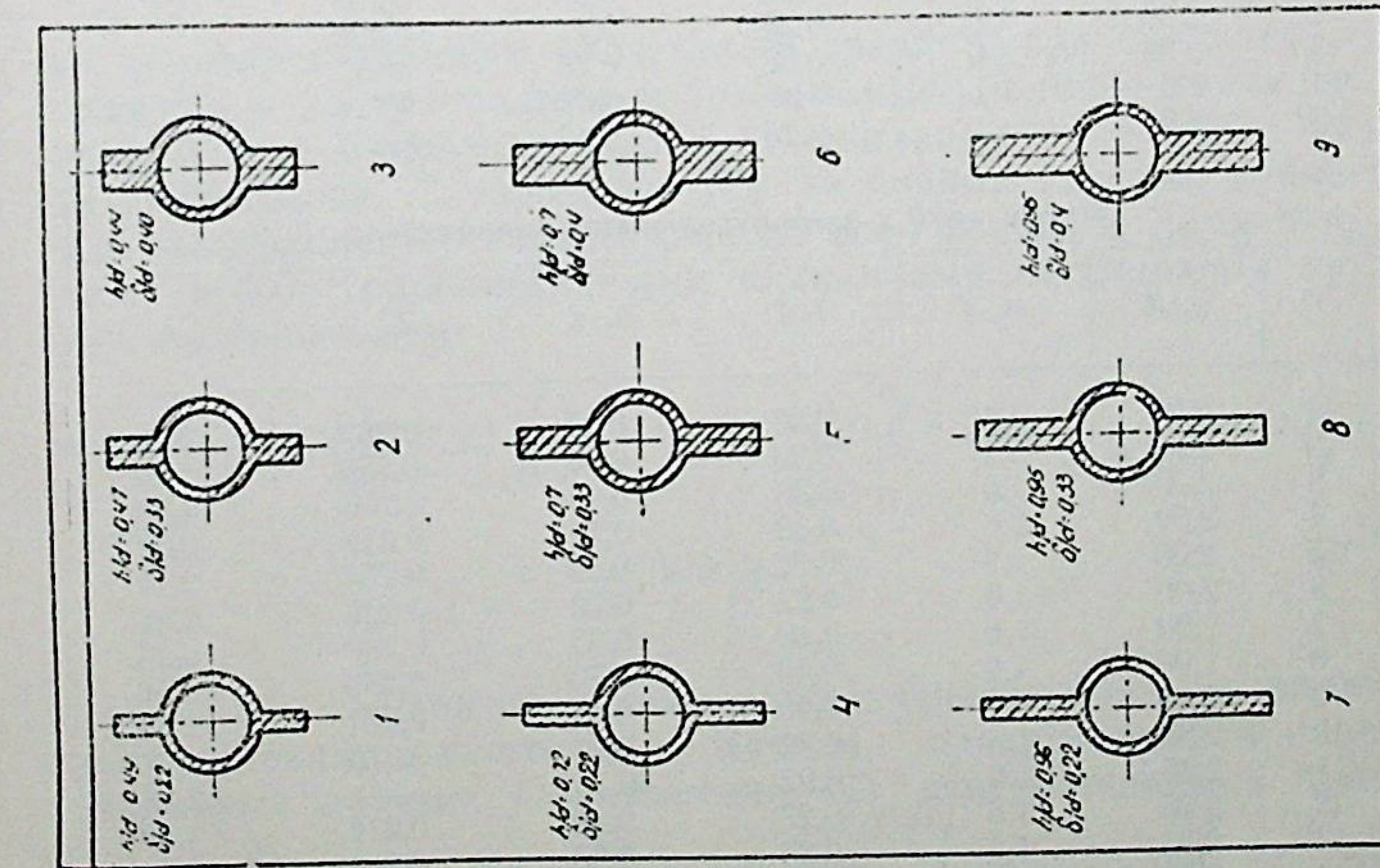


Рис. 4. Типы исследованных прямоугольных профилей.

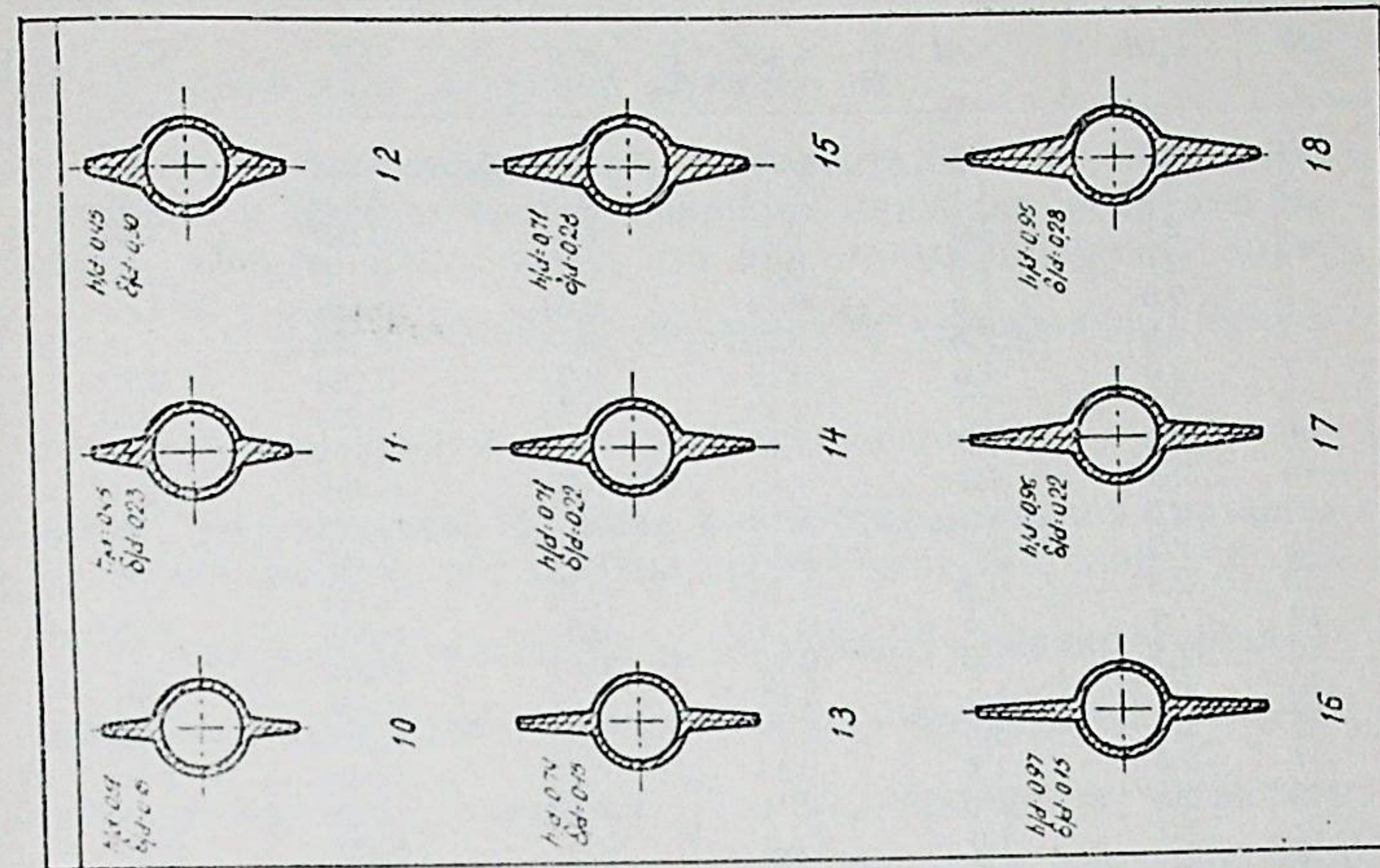


Рис. 5. Типы исследованных трапециевидных профилей.



Пучки труб с трапециевидными плавниками

Таблица 1

№	$s_1/d$	$s_2/d$	$\delta_{cp}/d$	$h/d$	$C_*$	$C_{\Delta p}$
1	1,7	1,1	0,14	0,51	0,222	—
2	2,0	1,1	0,14	0,51	0,224	2,40
3	2,0	1,3	0,14	0,51	0,207	1,97
4	2,0	1,3	0,15	0,74	0,199	2,25
5	2,0	1,6	0,14	0,51	0,191	1,83
6	2,0	1,6	0,15	0,74	0,185	—
7	2,0	1,6	0,16	0,97	0,164	2,20
8	2,3	1,1	0,14	0,51	0,234	2,50
9	2,3	1,3	0,14	0,51	0,214	2,12
10	2,3	1,3	0,15	0,74	0,205	2,24
11	2,3	1,6	0,14	0,51	0,202	1,91
12	2,3	1,6	0,15	0,74	0,192	1,98
13	2,3	1,6	0,16	0,97	0,172	—
14	2,5	1,1	0,14	0,51	0,236	2,42
15	2,5	1,3	0,14	0,51	0,221	2,05
16	2,5	1,3	0,15	0,74	0,208	2,12
17	2,5	1,6	0,14	0,51	0,206	1,86
18	2,5	1,6	0,15	0,74	0,196	1,86
19	2,5	1,6	0,16	0,97	0,179	2,17
20	2,0	1,6	0,28	0,95	0,218	2,21
21	2,0	1,6	0,22	0,96	0,204	2,20
22	2,0	1,6	0,28	0,71	0,213	0,00
23	2,0	1,6	0,22	0,71	0,200	1,89
24	2,35	1,1	0,23	0,45	0,230	2,40
25	2,35	1,6	0,22	0,96	0,219	2,14
26	2,35	1,6	0,22	0,71	0,214	1,98
27	2,35	1,6	0,23	0,45	0,212	1,93
28	2,35	1,6	0,28	0,95	0,238	2,24
29	2,35	1,6	0,28	0,71	0,222	—
30	2,35	1,6	0,30	0,45	0,217	—
31	2,0	1,1	0,30	0,45	0,242	2,28
32	2,0	1,1	0,23	0,45	0,232	2,22

Таблица 2

Пучки труб с прямоугольными плавниками

№	$s_1/d$	$s_2/d$	$\delta/d$	$h_1/d$	$C_*$	$C_{\Delta p}$
1	2,00	1,1	0,33	0,47	0,262	3,75
2	2,00	1,1	0,23	0,49	0,256	2,92
3	2,00	1,6	0,33	0,95	0,255	4,38
4	2,00	1,6	0,33	0,70	0,252	3,52
5	2,00	1,6	0,22	0,96	0,234	3,17
6	2,00	1,6	0,22	0,70	0,222	2,62
7	2,00	1,6	0,40	0,95	0,280	6,33
8	2,00	1,6	0,40	0,70	0,279	4,56
9	2,00	1,6	0,40	0,44	0,231	2,95
10	2,35	1,6	0,22	0,96	0,215	0,57
11	2,35	1,6	0,22	0,70	—	2,38
12	2,35	1,6	0,23	0,49	0,216	1,98
13	2,35	1,6	0,33	0,95	0,221	2,54
14	2,35	1,6	0,33	0,70	0,230	2,62
15	2,35	1,6	0,33	0,47	0,220	1,97

быть, в первом приближении, представлена в пределах  $\frac{s_1}{d} = 1,7-2,6$  в виде линейной функции от  $\frac{s_1}{d}$ .

Влияние на коэффициенты теплоотдачи относительной толщины и высоты трапециевидного плавника показано на рис. 7. Опыты показывают, что при малых толщинах плавника  $\frac{\delta_{cp}}{d} < 0,22$  средний по поверхности коэффициент тепло-

отдачи с увеличением высоты плавника более  $\frac{h}{d} = 0,4$  начинает уменьшаться. По мере роста относительной толщины плавника влияние его высоты проявляется все слабее и при  $\frac{\delta_{cp}}{d} = 0,22$  высота плавника не оказывает никакого воздействия на интенсивность теплообмена. При дальнейшем увеличении толщины плавника  $\frac{\delta_{cp}}{d} > 0,22$  происходит обратное явление: с ростом высоты плавника растут и коэффициенты теплоотдачи.

Следует отметить, что характер зависимостей  $\alpha = f\left(\frac{s_1}{s'}; \frac{s^2}{d}; \frac{h}{d}; \frac{\delta}{d}\right)$  для трапециевидных и прямоугольных профилей не проявляет никакого сходства. В среднем, при одинаковой толщине и высоте плавника коэффициенты теплоотдачи в пучках труб с прямоугольными плавниками получаются на 25—30% выше. С точностью 3% экспериментальные значения коэффициентов теплоотдачи по всем тридцати двум пучкам труб с трапециевидными плавниками обобщаются таким соотношением:

$$Nu = C_z \left[ 0,94 \left( \frac{\delta_{cp}}{d} - 0,22 \right) \left( \frac{h}{d} - 0,44 \right) - 0,02 \left( 5,75 - \frac{s_1}{d} \right) \left( \frac{s_2}{d} - 0,15 \right) + 0,306 \right] Re^{0,65} \quad (7)$$

Результаты опытов по пучкам труб с прямоугольными плавниками, ввиду малого числа опытов, представлены в виде табличных данных. Соотношение (7) действительно в пределах  $\frac{s_1}{d} = 1,7-2,6$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,1-1,6$ ,  $\frac{\delta_{cp}}{d} = 0,15-0,3$ ,  $\frac{h}{d} = 0,5-1,0$ , при  $Re = 5000-25000$ .



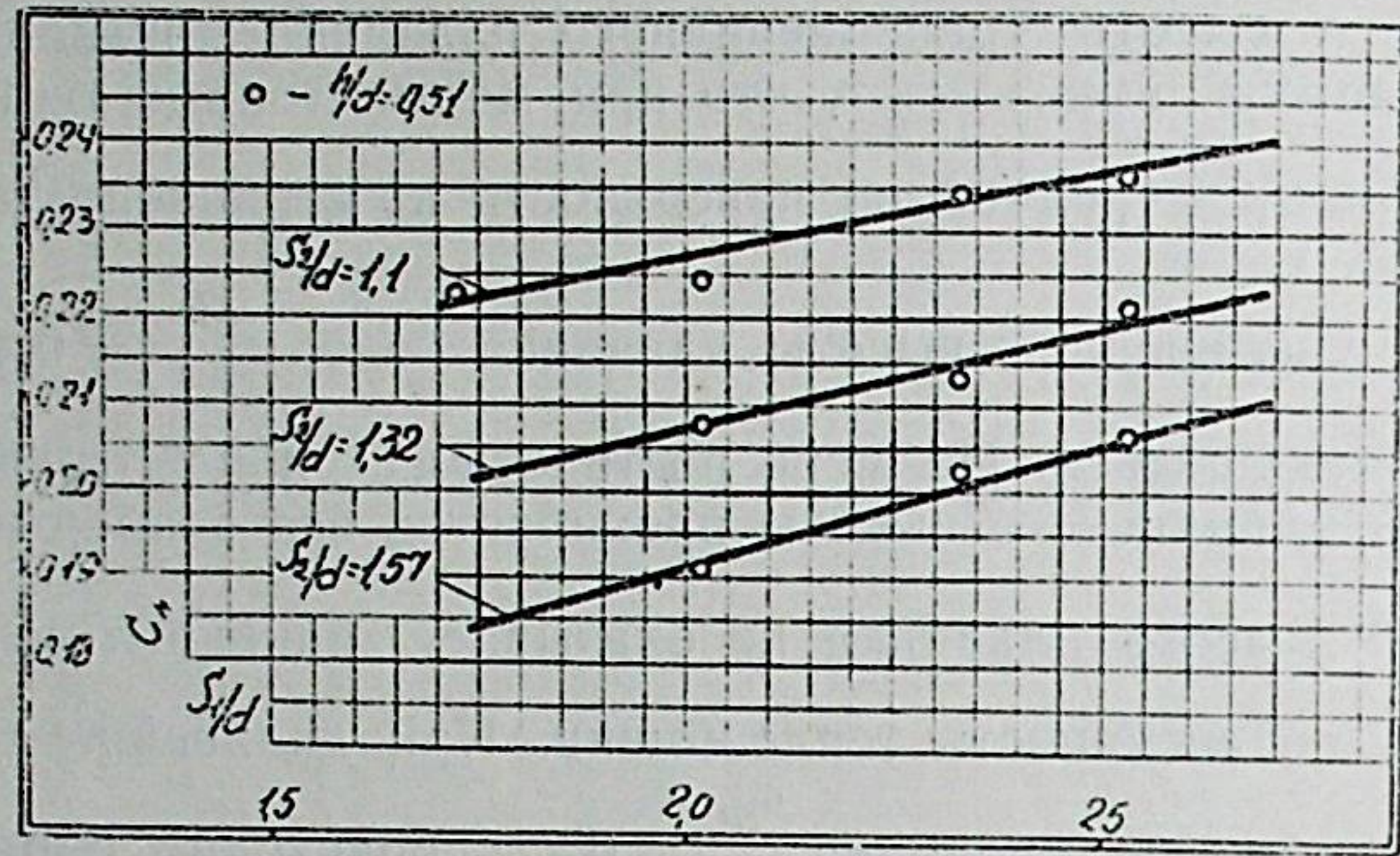


Рис. 6. Зависимость коэффициентов теплоотдачи труб с плавниками трапециевидного профиля от шаговых соотношений

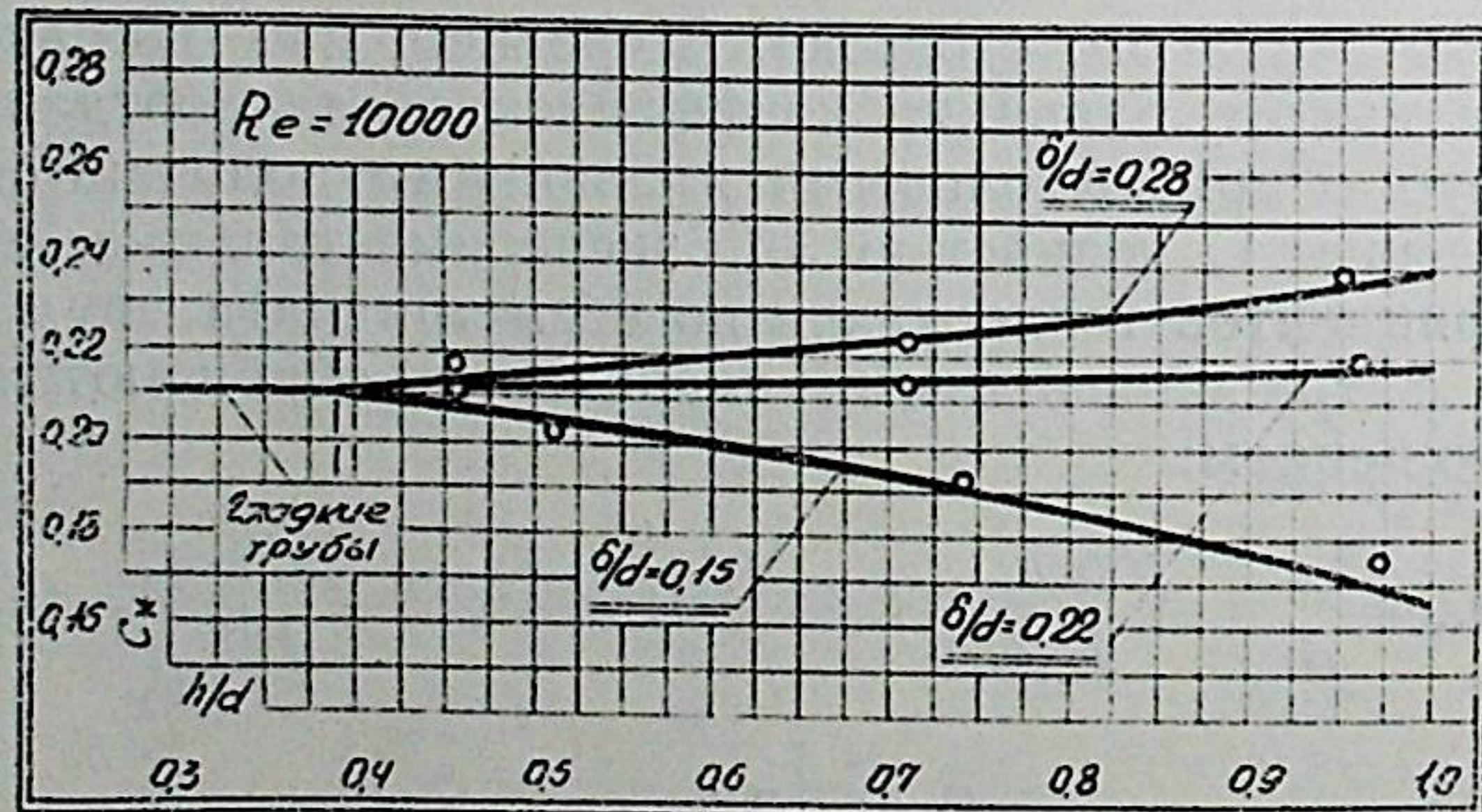


Рис. 7. Зависимость коэффициентов теплоотдачи труб с трапециевидными плавниками от толщины и высоты плавника

Сопоставление полученных результатов по теплообмену плавниковых поверхностей с данными других авторов в значительной степени затруднено из-за различий в методах обработки. Как уже указывалось ранее, большинство исследований выполнено на основе, так называемых, приведенных, а не средних по поверхности коэффициентов теплоотдачи. С другой стороны существенно отличаются области исследованных геометрических характеристик плавника и шаговых соотношений. Наиболее близки опыты А. З. Щербакова с пучком труб с прямоугольными плавниками  $\frac{s_1}{d} = 2,18$ ,  $\frac{s_2}{d} =$

$$= 1,18, \frac{h}{d} = 0,625, \frac{\delta}{d} = 0,094.$$

А. З. Щербаков измерял действительные средние по поверхности коэффициенты теплоотдачи, и совпадение показателей степени при  $Re$  и абсолютных величин коэффициентов теплоотдачи получилось, поэтому, практически полным. Сравнение с данными В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого путем экстраполяции наших результатов в область  $\frac{\delta}{d} = 0,12$  и ввода поправок на тер-

мическое сопротивление плавника, показывает, что обобщенное соотношение В. М. Антуфьева и Г. С. Белецкого для пучков труб с прямоугольными плавниками дает меньшие на 10—12% значения коэффициентов теплоотдачи.

Измерение коэффициентов сопротивления пучков плавниковых труб показало, что во всех рассмотренных случаях аэродинамические сопротивления превышают соответствующие значения для гладких труб. Так, в самом благоприятном случае пучок труб с трапециевидными плавниками  $\frac{s_2}{d} =$

$$= 2,5, \frac{s_2}{d} = 1,6, \frac{h}{d} = 0,51, \frac{\delta_{cp}}{d} = 0,14,$$

где плавник не загромождает проходное сечение, уже имеет коэффициент сопротивления примерно на 25% выше, чем гладкотрубный пучок аналогичного расположения. На рис. 8 показано влияние толщины и высоты плавника на сопротивление пучка труб при постоянных шаговых соотношениях. Как видно из рисунка, коэффициенты сопротивления прямоугольных профилей значительно выше, чем трапециевидных. В предельном случае, когда плавники смыкаются в сплошную поверхность, пучки с трапециевидными профилями имеют коэффициенты сопротивления лишь на 30—35% выше, чем гладкие трубы. Прямоугольные профили в тех же условиях увеличивают аэродинамическое сопротивление пучка в три-четыре раза. Таким образом, более высоким коэффициентам теплоотдачи в пучках с прямоугольными плавниками соот-



ветствуют и значительно более высокие значения аэродинамических сопротивлений. С точностью 3% результаты измерения коэффициентов сопротивления в пучках труб с трапецевидными плавниками обобщаются таким соотношением:

$$Eu = \left( \frac{0,3}{\delta_{cp}/d - 0,8} + 0,55h/d \right) + 1,23 (k+1) Re^{-0,27} \quad (8)$$

Данные по пучкам труб с прямоугольными плавниками представлены в таблице № 2.

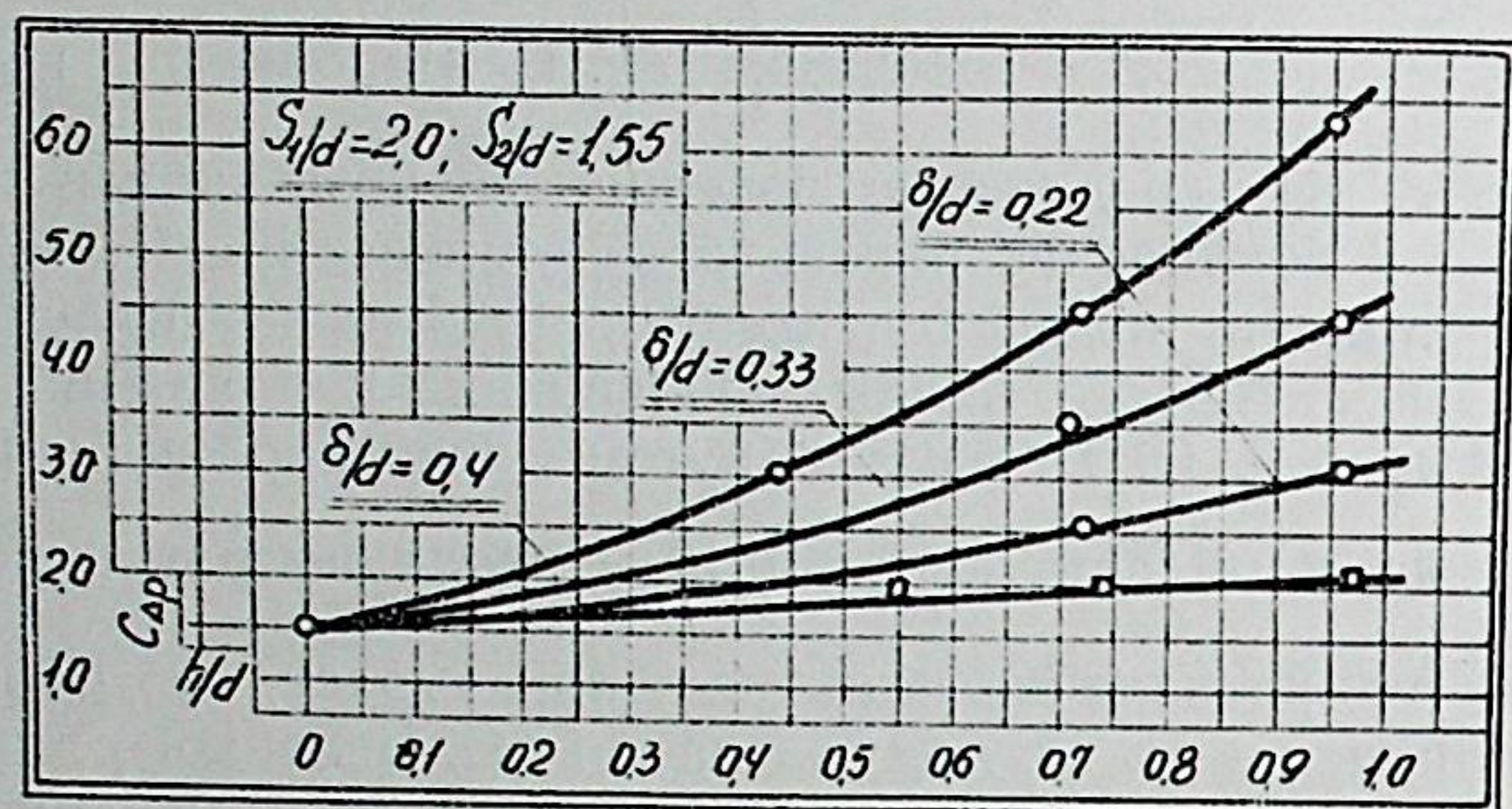


Рис. 8. Влияние высоты и толщины плавника на коэффициент сопротивления пучка плавниковых труб в поперечном потоке.  
 ● — прямоугольные плавники.  
 ◆ — трапецевидные плавники.

В пятой главе работы приводятся результаты технико-экономических сравнений пучков плавниковых труб, проведенные с учетом режимов температур и монтажно-эксплуатационных затрат характерных для водяных экономайзеров крупных котельных агрегатов. В основу расчетов принят метод В. О. Фогеля, основанный на сравнении весовых, стоимостных и габаритных характеристик поверхности нагрева при наивыгоднейших скоростях. Ввиду отсутствия данных по коэффициентам загрязнения пучков плавниковых труб, в расчеты введен коэффициент использования газохода  $\xi = 0,8$ , как это рекомендуется нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов. Остальные необходимые для вычислений технико-экономические данные приняты в соответствии с рекомендациями Н. В. Кузнецова, А. З. Щербакова, Е. Я. Титовой и А. П. Черняка (см. таблицу № 3). Стоимость плавниковой поверхности нагрева принята в предположении, что погонный метр цельнотянутой плавниковой трубы обойдется при массовом производстве вдвое дороже погонного метра цельнотянутой гладкой трубы.

Таблица № 3

№	Наименование величины	Обозначение	Единица измерения	Величина
1	Срок окупаемости дополнительных капитальных затрат.	$\theta$	лет	5,0
2	К.п.д. дымососной установки.	$\gamma_d$	%	60,0
3	Число часов работы котлоагрегата в год.	$n^1$	час/год	6000
4	Стоимость одного дополнительно-установленного квт. станции и дымососной установки.	$\Pi_d$	руб./квт	1630
5	Стоимость одного м <sup>2</sup> поверхности нагрева плавникового экономайзера.	$\Pi_n$	руб./м <sup>2</sup>	215
6	Расходы на амортизацию ремонт и уход за поверхностью нагрева.	$p$	%	9,0
7	Диаметр плавниковых труб.	$d_n/d_{нн}$	мм/мм	32/26
8	Стоимость электроэнергии.	$a$	коп/квч	9,0

Расчеты показывают, что геометрические размеры плавника и шаговые соотношения, в целом, сравнительно слабо влияют на величину наивыгоднейших скоростей, а по абсолютным размерам эти скорости (8—12 м/сек) не выходят за пределы допустимые по условиям золотого износа.

Из сопоставления весовых характеристик плавниковых пучков следует, что металлоемкость плавниковых поверхностей убывает по мере уменьшения продольного шага и размеров плавника, причем особенно резко влияние этих факторов проявляется в пучках с прямоугольными плавниками.

По сравнению с гладкими трубами при  $\frac{\delta_{cp}}{d} < 0,2$  плавниковые поверхности оказываются на 8—10% выгоднее. Однако с ростом толщины плавника до  $\frac{\delta}{d} \geq 0,2$  металлоемкость плавниковых пучков становится одинаковой с гладкими трубами или даже несколько выше.

Наилучшие стоимостные показатели имеют пучки с максимальными значениями  $\frac{h}{d}$  и  $\frac{\delta}{d}$ . Однако выигрыш по сравнению с гладкотрубными пучками весьма незначителен (10—15%), особенно если учесть неудовлетворительные весовые показатели толстых и высоких плавников. Таким образом,

172797

ЦЕНТРАЛЬНАЯ НАУЧНАЯ  
 БИБЛИОТЕКА  
 А. П. Киргизской ССР



применение плавниковых экономайзеров в котельных агрегатах при тех размерах капитальных и эксплуатационных затрат, какие приняты в расчет, не вносит существенных улучшений в отношении весовых и стоимостных показателей поверхности нагрева.

Сравнение габаритных характеристик плавниковых пучков свидетельствует о том, что так же как и в пучках гладких труб, объем занимаемый поверхностью нагрева быстро сокращается с уменьшением поперечного и, особенно, продольного относительных шагов. При прочих равных условиях переход от  $\frac{s_2}{d} = 1,6$  к  $\frac{s_2}{d} = 1,1$  дает выигрыш в габаритах 45—55%, независимо от типа плавникового профиля.

Сильно влияющим фактором является так же относительная высота плавника. Наилучшими показателями обладают поверхности с трапецевидными и прямоугольными плавниками имеющими  $\frac{h}{d} = 0,7$  и  $\frac{\delta}{d} = 0,22$ , причем эффек-

тивность применения обоих профилей при наиболее выгоднейших скоростях примерно одинакова. Но в реальных эксплуатационных условиях трапецевидные профили будут обладать рядом дополнительных, не отраженных расчетом преимуществ. Эти преимущества заключаются, прежде всего в меньшей загрязняемости поверхности нагрева, вследствие хорошо обтекаемой формы трапецевидных плавников и наличия сравнительно небольших доступных для оседания золы участков на корме и в лобовой части трубы. Преимуществом трапецевидных плавников будет так же более равномерное распределение температур по высоте плавника. Таким образом, в конечном итоге, в качестве наиболее выгоднейшего следует рекомендовать трапецевидный профиль с  $\frac{h}{d} = 0,7$  и  $\frac{\delta_{cp}}{d} = 0,22$ . В диапазоне шаговых соотношений  $\frac{s_1}{d} = 2,0—2,6$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,3—1,6$  этот профиль экономит примерно 40—45% габаритов по сравнению с гладкотрубными поверхностями нагрева.

### Заключение

В результате проведенной работы:

а) Показана возможность исследования коэффициентов теплоотдачи в поперечно-омываемых компактных пучках труб по методу регулярного режима. Методика позволяет осуществить непосредственное измерение среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи гладких и оребренных труб в условиях как полного так и локального моделирования с

любым, наперед заданным, направлением теплового потока.

б) С помощью метода регулярного режима установлено прямым опытом, что изменение направления теплового потока не оказывает влияния на величину среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи плавниковых труб в поперечном потоке.

в) На базе исследования теплообмена и аэродинамики восемнадцати типов плавниковых труб, предложены обобщенные соотношения для расчета коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов сопротивления пучков труб с плавниками трапецевидного профиля и табличные данные для расчета пучков труб с плавниками прямоугольного профиля в таких пределах:  $\frac{s_1}{d} = 1,7—2,6$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,1—1,6$ ,  $\frac{\delta_{cp}}{d} = 0,15—0,4$ ,  $\frac{h}{d} = 0,4—1,0$ ,  $Re = 5000—25000$ .

г) Путем сравнения весовых, стоимостных и габаритных характеристик пучков труб с прямоугольными и трапецевидными плавниками установлен наиболее выгоднейший с технико-экономической точки зрения профиль плавниковой трубы для водяных экономайзеров котельных агрегатов. В пределах  $\frac{s_1}{d} = 1,7—2,0$ ,  $\frac{s_2}{d} = 1,3—1,6$  наилучшие показатели

имеют пучки из труб с трапецевидными плавниками  $\frac{h}{d} = 0,7$   $\frac{\delta_{cp}}{d} = 0,22$ , обеспечивающие на 40—45% меньшие габариты, чем гладкотрубные поверхности аналогичного расположения.

Основные результаты работы опубликованы в статьях:

1. «Исследование коэффициентов теплоотдачи в поперечно-омываемых трубных пучках по методу регулярного режима». Известия высших учебных заведений, по разделу «Энергетика» № 3 1958 г.

2. «Коэффициенты теплоотдачи и аэродинамические сопротивления компактных плавниковых пучков в поперечном потоке». Известия высших учебных заведений, по разделу «Энергетика» № 5 1959 г.



БФ 07486 Подписано к печати 7.1.60. Формат 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Объем 1,25 п. л.  
Заказ 24 — 200.

Типография КПИ. Киев, Брест-Литовское шоссе, 39.