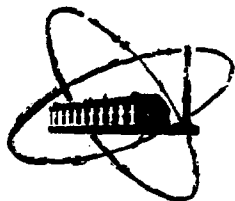


ФЭИ-1575



ФИЗИКО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

П. Л. КИРИЛЛОВ, Н. М. ТУРЧИН, Н. С. ГРАЧЕВ

**Исследования теплообмена
на однетрубных моделях испарителя
БН-350**

Обнинск — 1984

УДК 621.039

П. Л. Кириллов, Н. М. Турчин, Н. С. Грачев.

Исследования теплообмена на однетрубных моделях испарителя БН-350.
ФЭИ-1575. Обнинск: ФЭИ, 1984. — 22 с.

Проведен комплекс теплофизических исследований на двух однетрубных моделях испарителя БН-350 при давлениях 2,45; 3,92 и 5,1 МПа. Получены профили удельных тепловых потоков по длине теплопередающей трубки. Исследовано влияние температуры питательной воды, расхода и температуры натрия на входе в модель на кратность циркуляции. Определены параметры, при которых появляются неустойчивые пульсационные режимы работы модели.

В натурном модуле испарителя БН-350 размещается 816 каналов Фильда, состоящих из наружной трубы $\varnothing 32 \times 2$ мм (позже при капитальном ремонте испарителей заменена на трубу $\varnothing 33 \times 3$ мм) и внутренней опускной трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ мм.

Конструкция парогенераторов БН-350 описана в [1,2]. Некоторые результаты опыта эксплуатации парогенераторов освещены в [3].

Экспериментальные исследования процессов теплообмена проводились на однотрубных моделях с натриевым обогревом.

Первая модель испарителя с трубкой Фильда была испытана в 1974 году. В этой модели была установлена теплопередающая трубка из стали 1Х2М $\varnothing 32 \times 2$ мм. Конструкция доньшка такая же как и у штатного испарителя установки. Опускная трубка $\varnothing 16 \times 2$ из стали 1Х18Н10Т. Корпус изготовлен из трубы $\varnothing 56 \times 4$ (сталь 1Х18Н10Т). Расстояние между концом опускной трубки и доньшком равно 35 мм. Общая длина модели составляла 600 мм. Модель была оснащена 36 термопарами. Шесть термопар в капиллярах $\varnothing 0,5$ мм вставлялись в отверстия $\varnothing 0,55$ мм в корпус доньшка. По длине теплопередающей трубки $\varnothing 32 \times 2$ в пазах было зачеканено 11 хромель-алюмелевых термопар в капиллярах $\varnothing 0,8$ мм. Распределение температур натрия по длине модели измерялось с помощью 9 термопар, приваренных конденсаторной сваркой к корпусу.

Вторая модель испарителя с трубкой Фильда была испытана в 1976 году. Устройство модели показано на рис.1. Модель состоит из трех основных узлов:

- участка теплообмена (1) длиной 5250 мм;
- устройства для перемещения опускной трубки (2);
- сепаратора (3).

На участке теплообмена теплопередача осуществляется через стенку трубы $\varnothing 33 \times 3$ мм из стали 1Х2М, к нижнему концу которой приварено точеное доньшко из такой же стали.

Конструкция доньшка показана на том же рисунке. Внутри теплопередающей трубки находится опускная трубка $\varnothing 16 \times 1,4$ мм из стали 20. Ее центровка относительно теплопередающей трубки осуществлялась с помощью звездочек, установленных с шагом 500 мм. Корпус модели выполнен из трубы $\varnothing 57 \times 3,5$ мм (сталь 12Х18Н10Т). Температура воды и натрия на входе и выходе модели измерялась термопарами в чехлах. Для большей представительности и увеличения точности на входе и выходе в каждом чехле устанавливалось по три термопары. Снаружи к корпусу модели было приварено 40 термопар из проволоки $\varnothing 0,5$ мм.

На нижнем конце модели (зона высоких тепловых потоков) 20 термопар располагались с шагом 35 мм, другие 20 термопар располагались на остальной длине модели с шагом 200 мм. Восемь термопар, изготовленных из термопарного кабеля \varnothing 0,5 мм, устанавливались в доннышке, в специальных отверстиях диаметром 0,55 мм. Двадцать термопар из термопарного кабеля КТМС \varnothing 1 мм установлены на наружной поверхности теплопередающей трубки (со стороны натрия) с шагом 38 мм. Все термопары, расположенные в доннышке и на наружной поверхности теплопередающей трубки, выведены из натриевой полости через уплотнения из замороженного натрия. Двенадцать термопар \varnothing 1 мм из кабеля КТМС с шагом 38 мм установлены на внутренней поверхности теплопередающей трубки со стороны воды. Эти термопары крепились на опускной трубке, а их рабочие спаи (корольки) прижимались к внутренней поверхности теплопередающей трубки с помощью специальных пластинчатых пружин. Две такие термопары устанавливались на выходе из опускной трубки для измерения температуры питательной воды в районе доннышка. Вывод кабельных термопар из водяной полости осуществлялся через штуцер, где они были пропаяны серебряным припоем. Три микротермопары в капиллярах устанавливались на входе в опускную трубу для измерения расхода воды корреляционным методом. Кроме того, расход воды через опускную трубу измерялся по перепаду давления на входе и выходе из нее. Для этих целей в опускную трубу был вставлен капилляр \varnothing 4x 0,5 мм. Зависимость перепада давления от расхода воды через опускную трубу определялась в тарировочных опытах при рабочих давлениях и температурах с помощью специального тарировочного устройства объемным способом. После того, как в ходе экспериментов была выявлена хорошая сходимость результатов измерения расходов в опускной трубке по перепаду давления и корреляционным измерениям, капилляр из опускной трубки был удален, так как он вносил дополнительное гидравлическое сопротивление, что приводило к уменьшению кратности циркуляции.

На экспериментальной модели имелись также акустические датчики: один из них в виде металлического стержня (волновода) был введен в полость натрия, второй - приварен к корпусу модели. Сигналы от акустических датчиков через специальные усилители регистрировались на магнитографе.

Тарировка термопар, установленных по пароводяному тракту,

осуществлялась в изотермических режимах при соответствующих рабочих давлениях температурах насыщения. Для этого через модели прокачивалась пароводяная смесь с весовым паросодержанием $x=0,1+0,2$. Термопары, установленные по натриевому тракту, тарировались при прокачке через модель натрия с относительно большими весовыми расходами $\sim 1,5+2,0$ кг/с. При таких весовых расходах показания термопар, установленных в чехлах на входе и выходе моделей, отличались не более чем на $1+2$ К, т.е. практически имели место также изотермические условия. В дальнейшем, при обработке опытных данных, результаты тарировок в изотермических режимах использовались для определения поправок к показаниям каждой термопары. После тарировки термопар измерялись тепловые потери в окружающую среду с поверхности при прокачке натрия через модель в рабочем диапазоне температур. Расход натрия при этом подбирался таким, чтобы точность измерения расхода и перепада температур на модели были максимальными. На уровне температур ~ 770 К при расходах натрия $\sim 0,1$ кг/с перепад температур на модели составлял ~ 30 К. Тепловые потери рассчитывались по уравнению баланса. Для определения сходимости теплового баланса проводились опыты при совместной прокачке через модель воды и натрия. Причем, температура натрия на входе устанавливалась на несколько градусов ниже температуры насыщения воды при соответствующем давлении в пароводяном контуре, чтобы исключить кипение. Расхождение в тепловом балансе, как правило, не превышало 6%. При больших расхождениях проверялись тарировки расходомеров для измерений расходов воды и натрия, которые проводились объемным способом.

Пуск модели испарителя в работу в режиме естественной циркуляции осуществлялся в следующей последовательности. Водяной контур заполнялся водой и в нем устанавливалось требуемое давление. Включался циркуляционный насос и производилась прокачка воды через сепаратор по прямоточной схеме при температуре воды на входе ~ 470 К. Затем с помощью нихромовых нагревателей до того же уровня температур разогревались участок теплообмена (1) и устройство для перемещения опускной трубки (2). Натриевый контур также разогревался до температуры ~ 470 К и производилось заполнение контура (в том числе и модели испарителя) натрием. Включался циркуляционный насос и устанавливался требуемый расход натрия через модель. Температура натрия на входе в модель испарителя до задан-

ного в программе значения повышалась со скоростью 1 ± 2 К в минуту, при этом постепенно уменьшался расход питательной воды до значения, при котором устанавливался необходимый уровень в сепараторе.

После установления стационарного режима записывались следующие параметры:

- расход натрия;
- расход питательной воды;
- расход воды в опускной трубке;
- уровень воды в сепараторе;
- давление в сепараторе;
- мощность электрического подогревателя воды;
- температуры на входе и выходе электрического подогревателя;
- температура питательной воды на входе в сепаратор, входе в опускную трубу, выходе из опускной трубы;
- температура пара на выходе из сепаратора;
- температуры натрия на входе и выходе модели;
- распределение температур по теплопередающей стенке;
- распределение температур по корпусу модели.

Измерение т.э.д.с. от термопар и магнитных расходомеров осуществлялось при помощи цифрового ампервольтметра ФЭО.

На основе полученных измерений рассчитывались следующие параметры:

- паросодержание на входе в модель испарителя

$$X_{\text{вх}} = \frac{i_{\text{пв}} - i'}{\gamma} ; \quad (1)$$

- кратность циркуляции

$$n = \frac{G_{\text{оп}}}{G_{\text{пв}}} ; \quad (2)$$

$$n = \frac{i' - i_{\text{пв}}}{i' - i^*} ; \quad (3)$$

где i^* - энтальпия воды на входе в опускную трубку;

- локальный удельный тепловой поток в доншке

$$q_{\text{локл}} = \frac{(t_1 - t_2) \lambda_{\text{ст}}}{R^2 \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right)} ; \quad (4)$$

где R_1 и R_2 - радиусы точек заделки термопар,

R - внутренний радиус доншка,

t_1 и t_2 - показания термопар в доньшке;
- удельный тепловой поток по длине модели испарителя

$$q = \frac{G_n C_{p,n} \frac{dt_n}{dl}}{\pi d} \quad (5)$$

где dt_n/dl - градиент температур на адиабатной стенке.

На первой модели опыты проводились при давлениях 2,94 и 4,9 МПа; массовых скоростях воды 740, 1100 и 1470 кг/м²с (т.е. 50, 75 и 100% соответственно от номинального расхода в пересчете на одну трубку натурального испарителя).

Весовой расход натрия составлял 0,39 и 0,54 кг/с, температура на входе в модель изменялась в пределах от 550 до 700 К. Температура воды на входе в опускающую трубку изменялась от 430 К до температуры насыщения при соответствующем давлении.

На рис.2 приведено распределение температур по длине модели при расходах и температурах воды и натрия, близких к номинальному проектному режиму. По показаниям термопар, заделанным в цилиндрической части доньшка в районе сварного шва, было определено, что значение удельного теплового потока для проектного номинального режима составляет 1,57 МВт/м². Расчетное значение удельной тепловой нагрузки составляет 1,70 МВт/м². Максимальное значение удельного теплового потока в исследованном диапазоне параметров при давлении 2,94 МПа составляет 1,74 МВт/м².

Опытами установлено, что на внутренней поверхности теплопередающей трубки (Ø 32x2 мм из стали 1Х2М) даже в случае подачи питательной воды с температурой 430 К имело место развитое пузырьковое кипение. Свойственные кризису теплообмена пульсации температуры в теплопередающей стенке не были зафиксированы ни в одном из исследованных режимов. Расчетами установлено, что минимальное значение критической тепловой нагрузки при номинальных параметрах работы испарителя БН-350 равно 2,56 МВт/м², т.е. экспериментально измеренные тепловые нагрузки 1,57 МВт/м² (для номинального проектного режима) и 1,74 МВт/м² (для режима работы испарителя при давлении 2,94 МПа) существенно ниже расчетного значения критического теплового потока.

На второй модели испарителя БН-350 опыты проводились при давлениях 2,45; 3,92 и 5,1 МПа. Выбор такого диапазона давлений обусловлен режимами работы парогенератора БН-350 при частичных нагрузках. Температуру питательной воды на входе в модель испа-

рителя изменяли от 320 до 510 К (соответственно температура на входе в опускную трубку изменялась от 430 до 527 К). Это позволяло имитировать условия заброса в опускную трубу холодной воды из коллектора и более нагретой воды, ввиду плохого перемешивания. Расход натрия изменяли от 0,375 кг/с до 1,125 кг/с. Нижнее значение расхода натрия соответствует расходу (в расчете на одну трубку), который имел место при частичных режимах работы испарителя. Относительно широкий диапазон расходов натрия был выбран с целью изучения влияния повышения расхода греющего теплоносителя на кратность циркуляции. Температура натрия на входе в модель испарителя изменялась от 573 до 773 К.

Типичное распределение температуры натрия и удельного теплового потока по длине модели испарителя № 2 при режимных параметрах, близких к номинальному проектному режиму, приведено на рис.3. Как видно из рисунков 2,3, температура натрия на длине ~ 0,6 м от входа изменяется практически линейно. Основное теплосодержание натрия срабатывается на длине ~3 м. Характер изменения температурных полей не зависит от давления и входной температуры натрия.

Зависимости удельных тепловых потоков в теплопередающей стенке в области максимального изменения температуры натрия по длине канала для давлений 2,45; 3,92; 5,1 МПа в зависимости от температуры натрия на входе приведены на рисунках 4-6 соответственно. Потоки рассчитывались по формулам (5), (6).

$$q_{ст} = \frac{2\lambda_{ст}(t_n - t_{ст})}{d \ln \frac{d_1}{d_2}}, \quad (6)$$

где $t_{ст}$ - температура по показаниям термопары, заделанной в теплопередающую стенку;

t_n - температура по показаниям термопары, установленной на наружной поверхности стенки;

d_1 - внешний диаметр теплопередающей стенки;

d_2 - диаметр в месте заделки термопары в стенку;

d - внутренний диаметр теплопередающей стенки.

Как видно из графиков, наблюдается достаточно хорошее совпадение значений удельных тепловых потоков, определенных различными способами. С увеличением температуры натрия на входе в модель испарителя происходит линейное увеличение тепловой нагрузки. Инжекция воды (протечка через зазор между теплопередающей

и опускной трубками $\delta = 2,5, 10$ и 15 мм) не оказывает влияния на значение удельного теплового потока. Влияние инъекции воды через зазор между опускной и теплопередающей трубками на характеристики работы испарителя исследовалось потому, что на модулях испарителей БН-350 в процессе их эксплуатации наблюдались случаи полного сдвига стаканов с опускными трубками из гнезд в трубной доске.

При условиях проектного номинального режима работы испарителя: $P = 5,1$ МПа, $t_{н.вх} = 689$ К, $t_{н.в} = 431$ К, $G_n = 0,525$ кг/с максимальное значение удельного теплового потока в стенке составляет $1,51$ МВт/м², что достаточно хорошо согласуется с результатами, полученными на модели испарителя №1 $1,57$ МВт/м². Максимальное значение температуры натрия на входе в модель испарителя в опытах составляло 773 К, удельная тепловая нагрузка на внутренней поверхности теплопередающей стенки при этом составляла $2,33$ МВт/м². Кризиса теплообмена и при таких потоках не было обнаружено. Удельные тепловые потоки в доньшке рассчитывались по формуле (4).

Зависимость удельного теплового потока на внутренней поверхности доньшка от температуры натрия на входе в модель испарителя при различных давлениях в пароводяном контуре приведена на рис.7. По абсолютным значениям нагрузки в доньшке существенно ниже, чем в стенке теплопередающей трубки. Инъекция воды через зазор не оказывает влияния на тепловые потоки в доньшке.

Определение границ неустойчивых режимов работы испарителя.

Методика проведения опытов была следующей. При заданных расходах натрия и температуре питательной воды постепенно повышали температуру натрия на входе в модель испарителя до появления пульсаций температуры и расхода воды в опускной трубке. Пульсации температуры питательной воды на входе в опускную трубку достигали 10 К, пульсации расхода воды составляли приблизительно около 20% от значений расходов при устойчивых режимах. При этом появлялись пульсации давления в сепараторе $\sim 0,1 + 0,15$ МПа.

Кривые границ устойчивых режимов при давлениях $2,45; 3,92$ и $5,1$ МПа приведены на рис.8. Основными факторами, влияющими на устойчивость работы испарителя, являются расход и температура натрия на входе в модель.

При номинальном расходе натрия $0,525$ кг/с неустойчивые режимы работы испарителя при давлениях $2,45; 3,92; 5,1$ МПа возникают соответ-

ственно при температурах натрия на входе в модель 670, 730 и 765 К. Увеличение давления приводит к повышению верхней границ устойчивых режимов работы испарителя.

Протечка воды через зазор при неизменных значениях G_n , $t_{н.в.}$, $G_{н.в.}$, $t_{н.в.}$ приводит к уменьшению температуры воды на входе в опускающую трубку.

Влияние режимных параметров на кратность циркуляции.

Влияние расхода натрия и его температуры на входе в модель на кратность циркуляции при температуре питательной воды 431 К для давлений 3,92 и 5,1 МПа показано на рисунках 9 и 10 соответственно. На рис. 11 представлено влияние температуры натрия на входе в модель и температуры питательной воды на кратность циркуляции при давлении в пароводяном тракте 5,1 МПа и расходе натрия 0,694 кг/с. С увеличением расхода натрия, его температуры на входе в испаритель и температуры питательной воды кратность циркуляции уменьшается.

Для номинального проектного режима работы испарителя ($t_{н.в.} = 689$ К, $G_n = 0,525$ кг/с, $t_{н.в.} = 431$ К и $P = 5,1$ МПа) кратность циркуляции равна 2,7. Наибольшее влияние на кратность циркуляции в испарителе оказывает изменение расхода натрия. При увеличении расхода натрия от 0,528 кг/с до 0,972 кг/с ($P = 5,1$ МПа, $t_{н.в.} = 431$ К, $t_{н.в.} = 689$ К) кратность циркуляции с 2,7 уменьшается до 1,47. При кратности циркуляции $n < 1,6$ гидравлический режим канала становится неустойчивым.

На рис. 12 для $G_n = 0,528$ кг/с и $t_{н.в.} = 431$ К представлены данные по влиянию температурного напора на входе в модель ($\Delta t = t_{н.в.} - t_s$) и давления в пароводяном тракте на кратность циркуляции.

Снижение давления при прочих неизменных параметрах приводит к существенному уменьшению кратности циркуляции.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Максимальное значение удельного теплового потока при параметрах проектного номинального режима работы испарителя ($P = 5,1$ МПа, $t_{н.в.} = 689$ К, $t_{н.в.} = 431$ К, $G_n = 0,525$ кг/с) на внутренней поверхности теплопередающей трубки $\varnothing 32 \times 2$ равно 1,57 МВт/м², а на внутренней поверхности трубки $\varnothing 33 \times 3$ - 1,51 МВт/м².

* (t_n - в расчете на одну трубку.

По центру доньшка - $0,56 \text{ МВт/м}^2$.

2. Кратность циркуляции при параметрах проектного номинального режима составляет 2,7 ($X_{\text{н.н.}} = 0,37$). Наибольшее влияние на кратность циркуляции оказывает изменение расхода натрия. При увеличении его от 0,528 кг/с до 0,972 кг/с ($P = 5,1 \text{ МПа}$, $t_{\text{н.н.}} = 431 \text{ К}$, $t_{\text{н.н.}} = 689 \text{ К}$) кратность циркуляции с 2,7 уменьшается до 1,47. При кратности циркуляции $n < 1,6$ режим работы канала Фильда становится неустойчивым.
3. При номинальном расходе натрия $G_{\text{н}} = 0,525 \text{ кг/с}$ неустойчивые режимы при давлениях 2,45; 3,92; 5,1 МПа возникают соответственно при температурах натрия на входе в модель 670, 730 и 765 К. Повышение давления при прочих равных условиях приводит к возрастанию области устойчивых режимов.
4. В устойчивых режимах работы пульсации температуры в теплопередающей стенке отсутствуют. При появлении неустойчивости циркуляции двойная амплитуда пульсаций температуры стенки достигает 10 К.
5. Наличие зазора до 15 мм между стаканом опускной трубы и выточкой в трубной доске, а также изменение расстояния между нижней кромкой опускной трубы и доньшком в пределах $5 + 45$ мм практически не оказывает влияния на теплогидравлические характеристики канала в расчетных режимах эксплуатации испарителя. Однако, в режиме осушения модели при снижении уровня питательной воды, наличие зазора между стаканом опускной трубки и выточкой в трубной доске приводит к интенсивным пульсациям температуры стенки в нижней части трубки Фильда [4]. В связи с этим при сборке испарителей необходим тщательный контроль за отсутствием такого зазора.
6. Проведенные исследования позволяют сделать вывод о высокой надежности испарителя с каналами Фильда при его проектном изготовлении и эксплуатации в расчетных режимах.

Литература

1. А.И.Лейпунский, И.И.Африкантов, В.В.Орлов и др.
Сооружение атомной электростанции с реактором БН-350. - Атомная энергия, 1967, т.23, вып.5, С.409-416.
2. Ю.Е.Багдасаров, М.С.Пинхасик, И.А.Кузнецов и др.
Технологические проблемы реакторов на быстрых нейтронах. - М.: Атомиздат, 1969. - 611 с.
3. П.Л.Кириллов, В.М.Поплавский, А.А.Самаркин, В.Ф.Титов.
Исследование и опыт эксплуатации парогенераторов натрий-вода АЭС с реактором БН-350. - Теплоэнергетика, 1982, №1, с.7-13.
4. Н.С.Грачев, Г.В.Каретников, П.Л.Кириллов, Д.К.Ларкин, В.А.Прохорова, И.Н.Тестов, Н.М.Турчин, В.С.Шабалин.
Исследование локальных и интегральных теплогидравлических характеристик трубки Фильда.
Доклад на совещании "Теплофизика и гидродинамика активной зоны и парогенераторов для быстрых реакторов".
4 - 7 апреля 1978 г. Марианске Лазне, ЧССР.

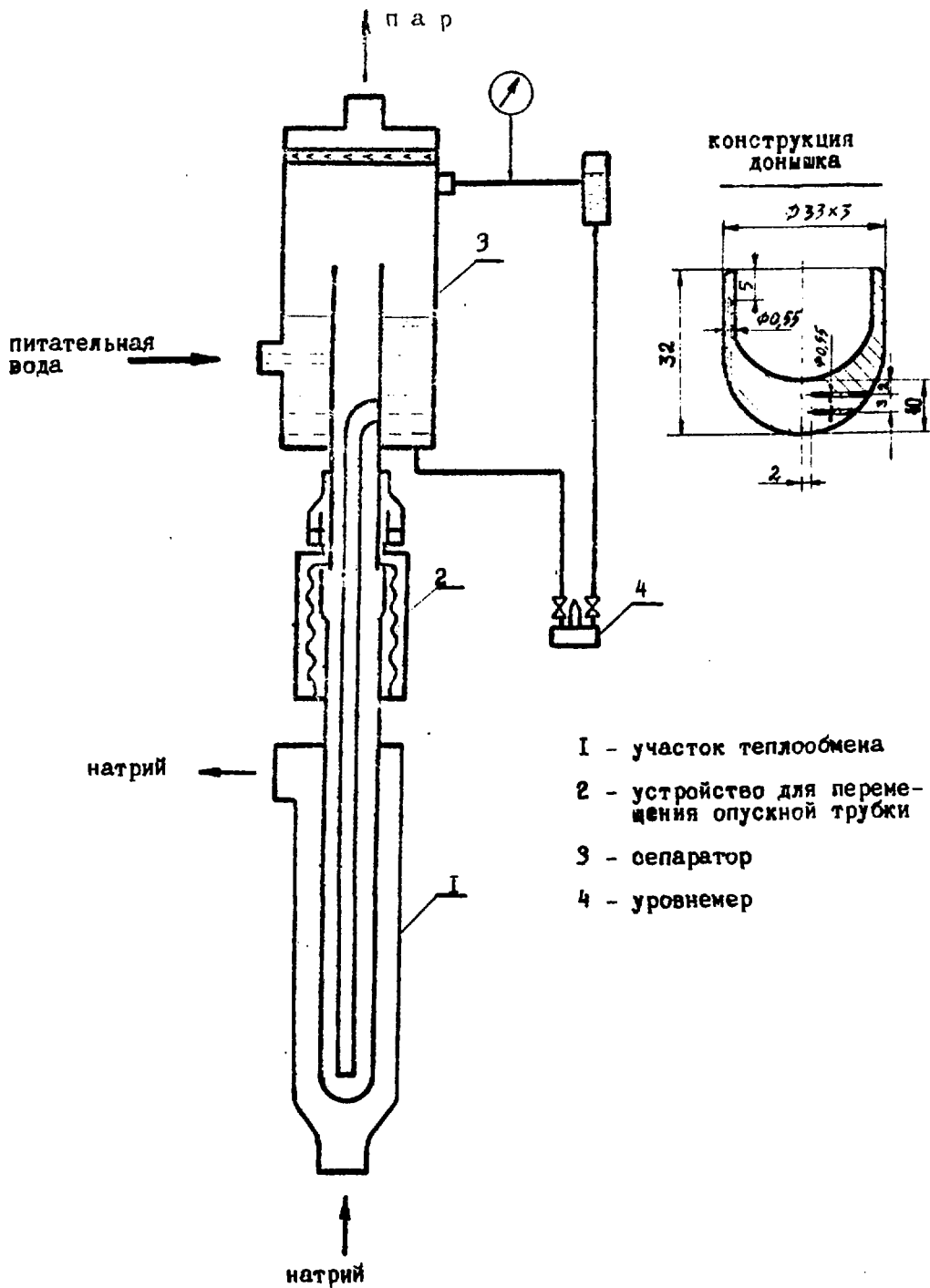


Рис. I . Схема модели парогенератора с трубкой Фильда.

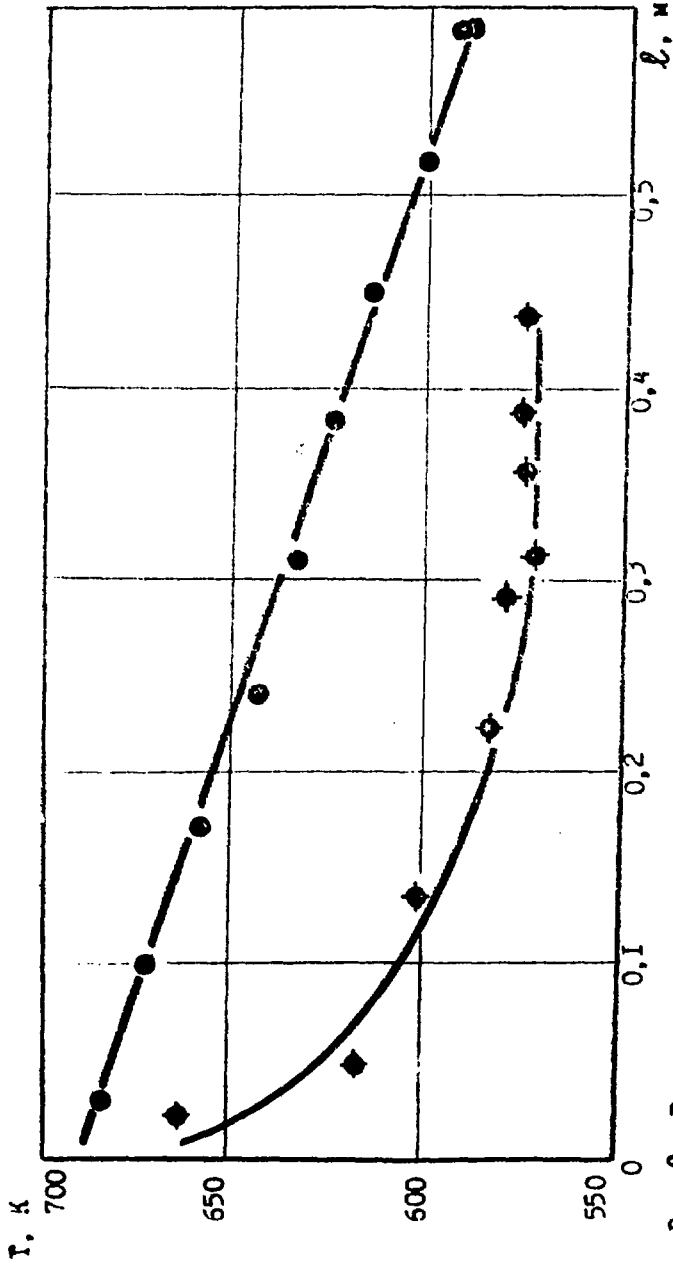


Рис. 2. Распределение температур по длине модели испарителя №1 с трубкой филада.

$\rho\dot{w} = 1469 \text{ кг/м}^2\text{с}$; $P = 4,9 \text{ МПа}$; $T_{\text{вх.в}} = 525 \text{ К}$; $x_{\text{вых}} = 0,208$

● - температура натрия ; ◆ - температура теплопередающей стенки.

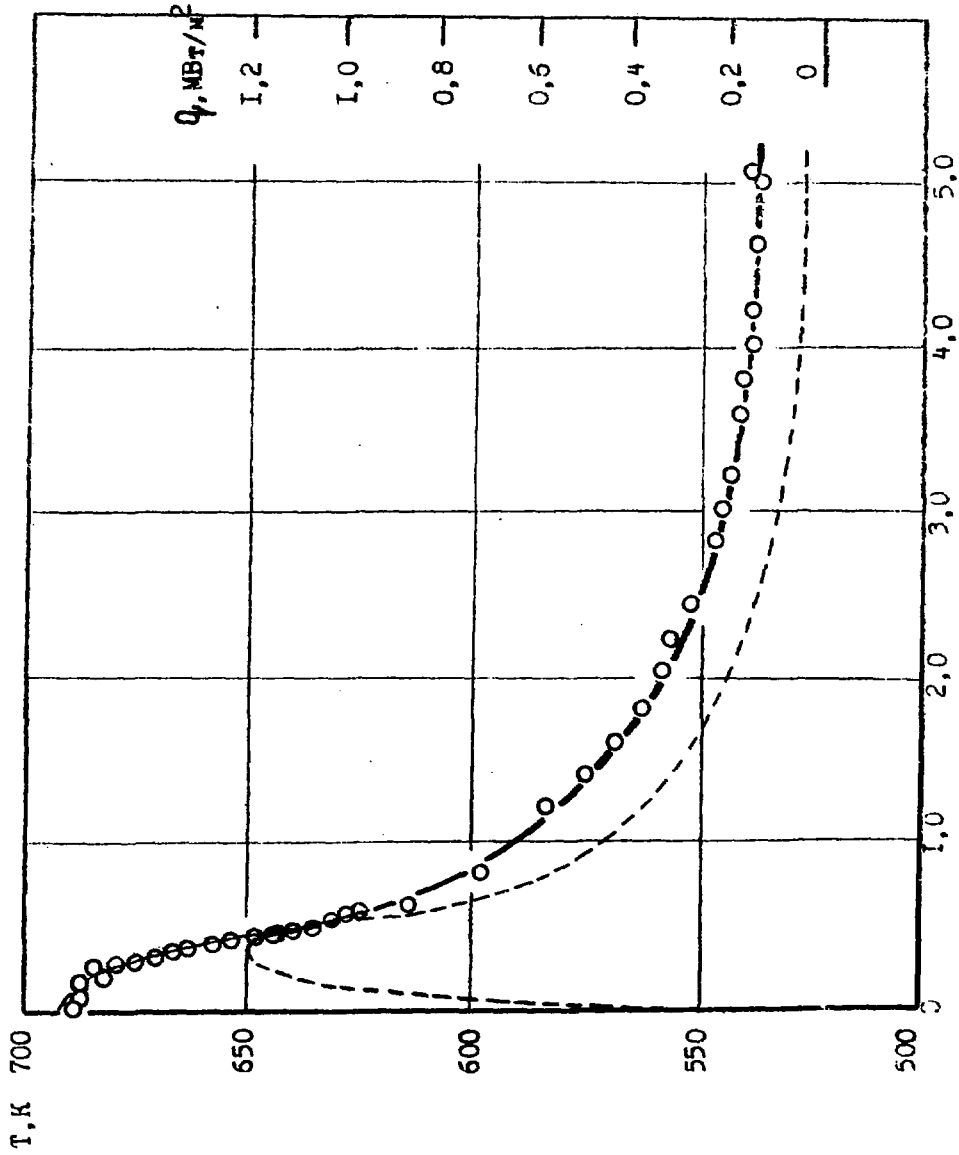


Рис. 3. Распределение температур натрия и удельного теплового потока по длине модели испарителя №2 с трубкой фильда.
 $P = 5,1 \text{ МПа}$; $G_H = 0,525 \text{ кг/с}$; $t_{\text{н.вх}} = 680 \text{ К}$; $t_{\text{п.в}} = 433 \text{ К}$.
○ - температура натрия; ---- - удельный тепловой поток

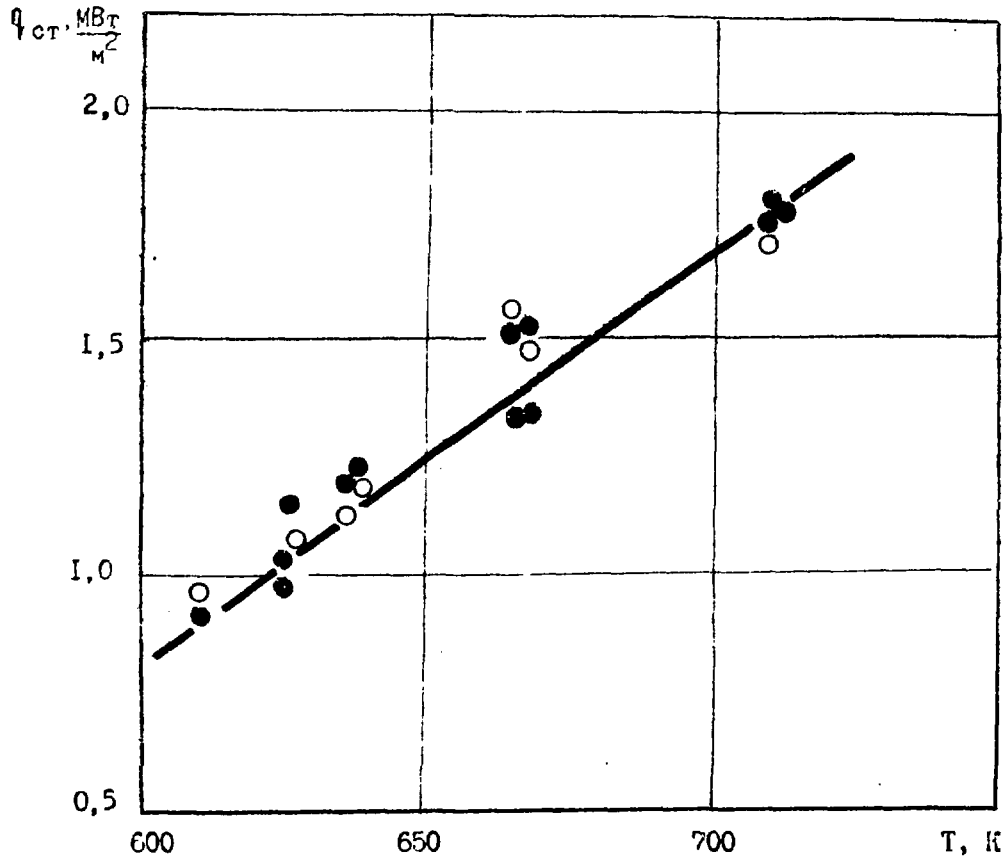


Рис. 4. Зависимость удельного теплового потока в стенке трубки Фильда от входной температуры натрия при $P = 2,45$ МПа.

- - расчет по температурам в теплопередающей стенке;
- - расчет по температурам на адиабатной стенке.

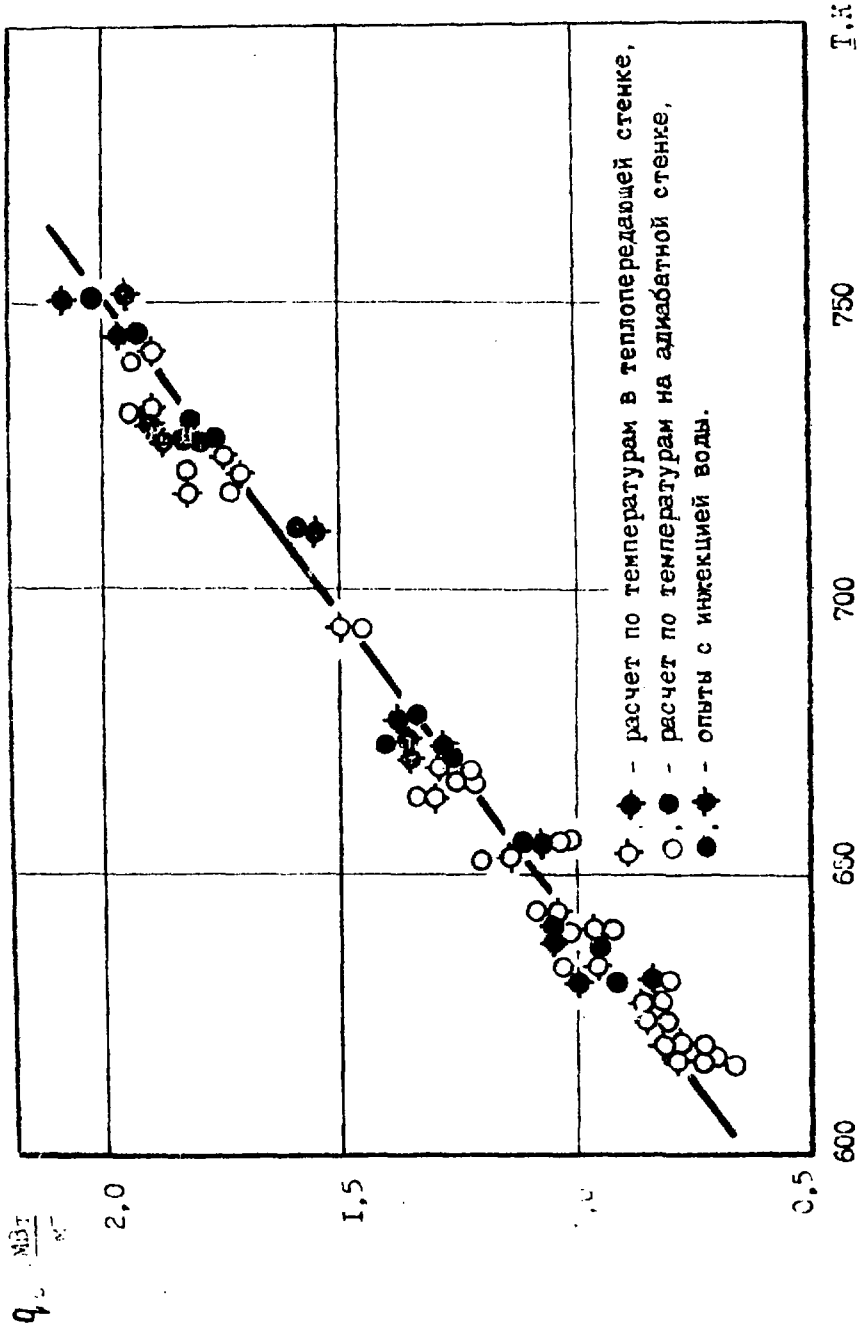


Рис. 5. Зависимость удельного теплового потока в стенке трубки фильда от входной температуры натрия при $P = 3,92$ МПа.

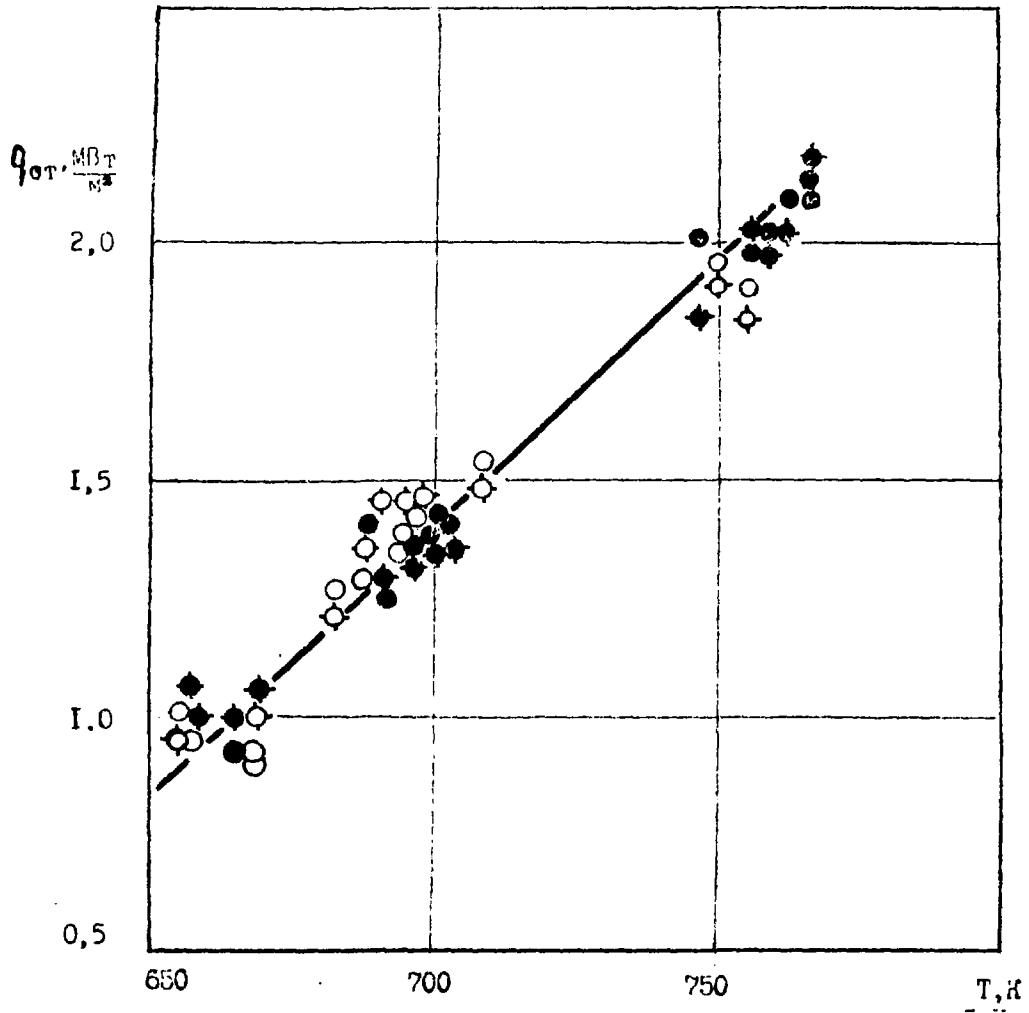


Рис. 6. Зависимость удельного теплового потока в стенке трубки Фильда от входной температуры натрия при $P = 5,1$ МПа.

- , ● - расчет по термопарам в теплопередающей стенке;
- ◇, ◆ - расчет по термопарам на адиабатной стенке;
- ◐, ◑ - опыты с инжекцией воды.

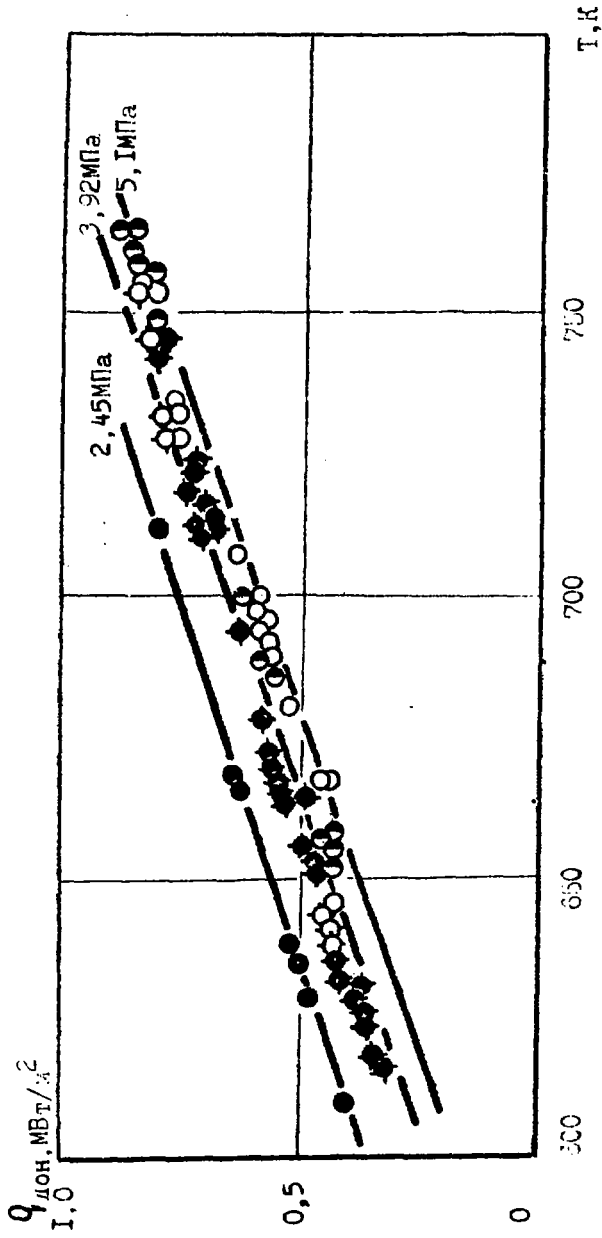


Рис. 7. Зависимость удельного теплового потока в доннике трубки фильда от входной температуры натрия.

○, ◇; ◻ - давление 5,1; 3,92; 2,45 МПа соответственно
○, ◇, ◻ - опыты с инъекцией воды.

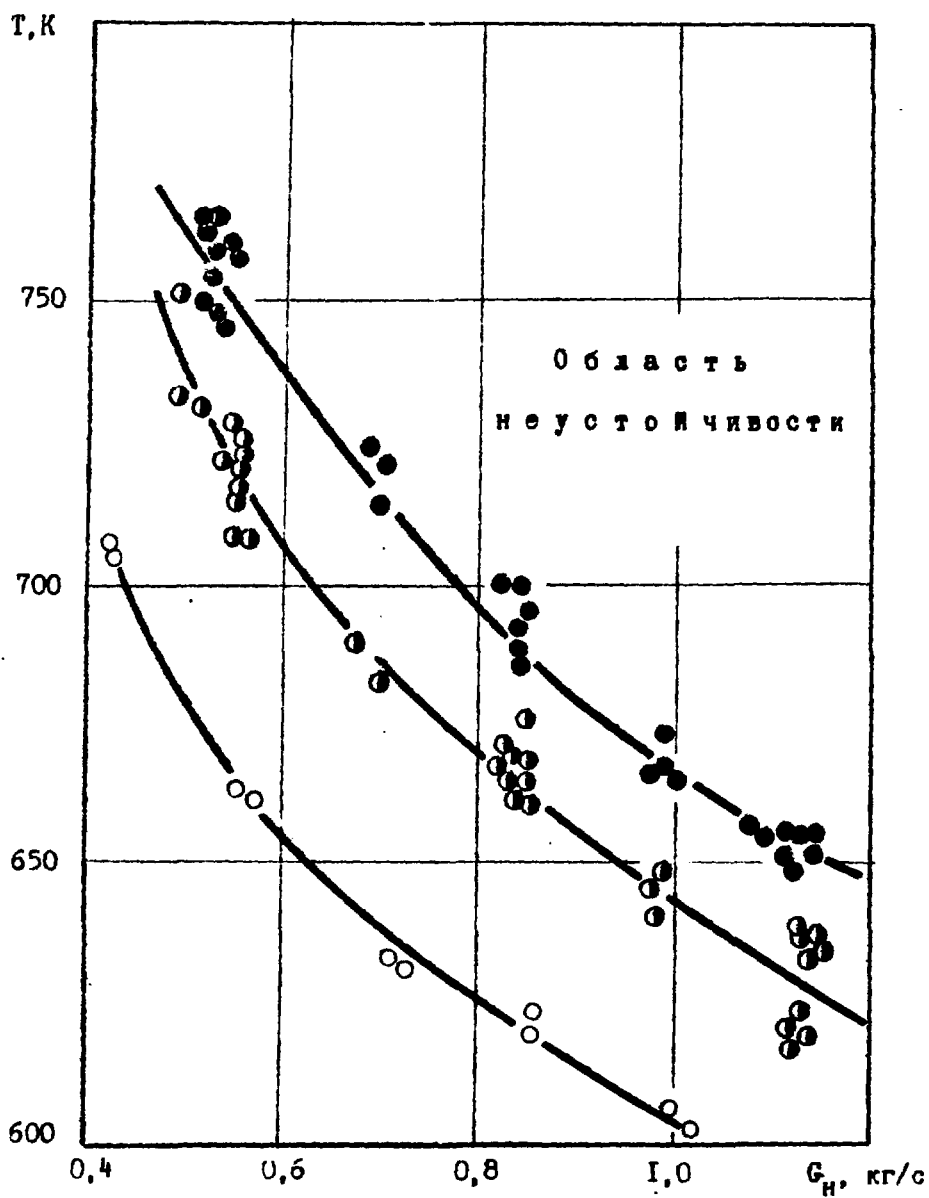


Рис. 8. Граница устойчивых режимов модели испарителя с трубкой Филда.

● - $P = 5,1 \text{ МПа}$; ◐ - $P = 3,92 \text{ МПа}$; ○ - $P = 2,45 \text{ МПа}$

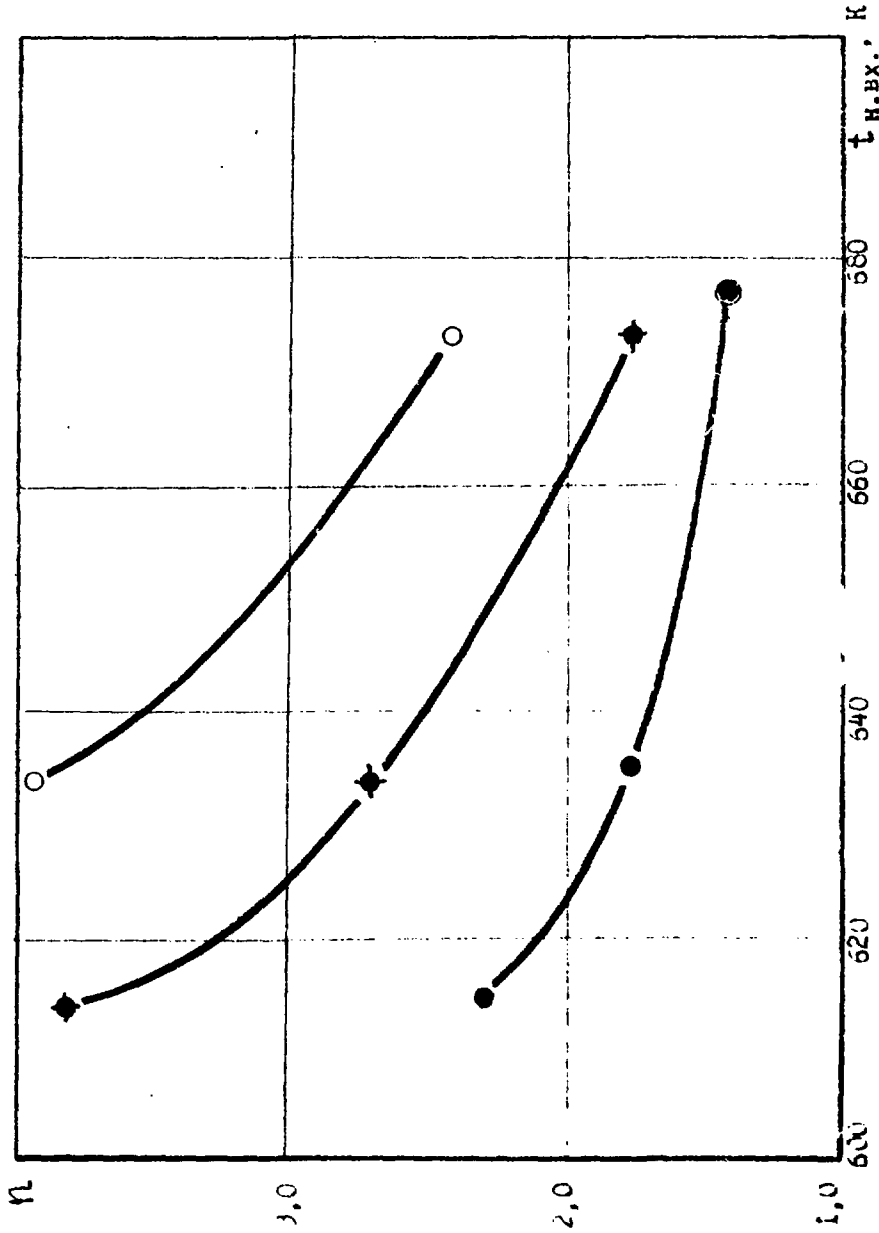


Рис. 9. Влияние расхода и температуры натрия на входе в модель испарителя с трубкой фивльда на кратность циркуляции при $\Gamma = 3,92 \text{ МПа}$; $t_{п.в.} = 431 \text{ К}$.

- $G_n = 0,528 \text{ кг/с}$; \blacklozenge - $G_n = 0,694 \text{ кг/с}$; \bullet - $G_n = 0,972 \text{ кг/с}$.
 \bullet - относится к пульсационному режиму.

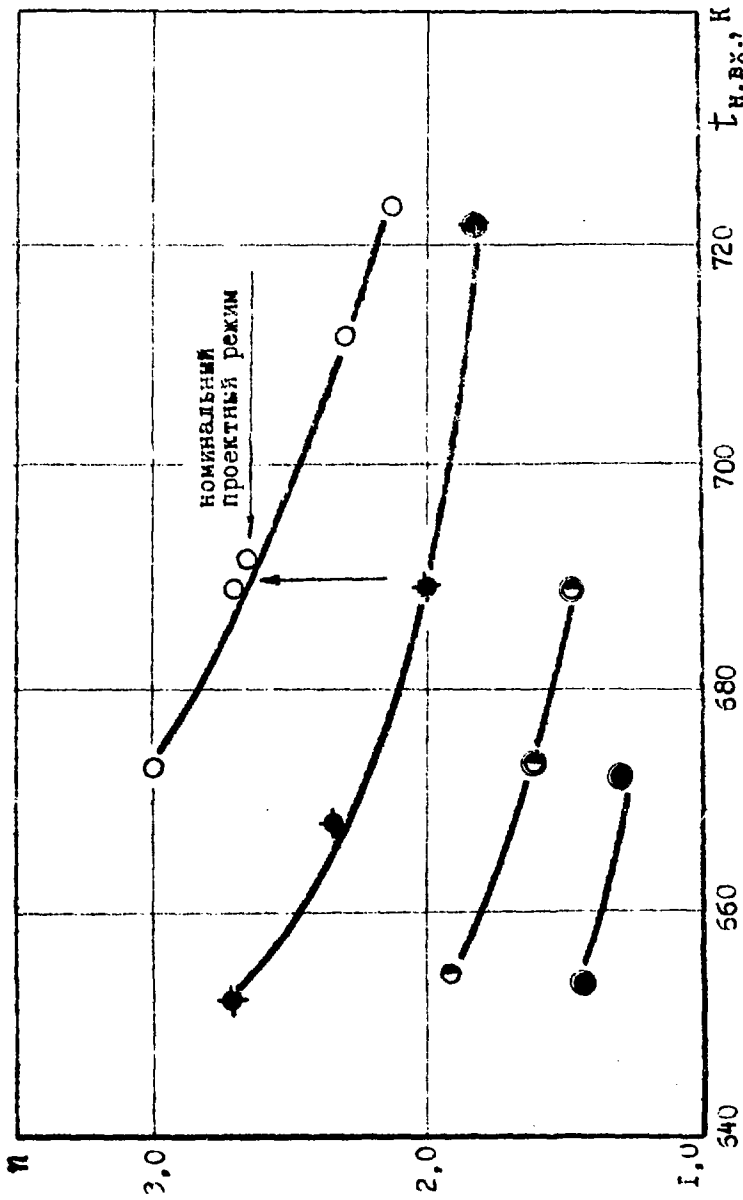


Рис. 10. Влияние расхода и температуры натрия на входе в модель испарителя с трубной банда на кратность циркуляции при $P = 5,1 \text{ МПа}$; $t_{п.в.} = 431 \text{ К}$.

○ - $G_H = 0,528 \text{ кг/с}$; ◆ - $G_H = 0,694 \text{ кг/с}$; ● - $G_H = 0,972 \text{ кг/с}$; ● - $G_H = 1,111 \text{ кг/с}$.
 ●, ○, ● - относится к пульсационным режимам.

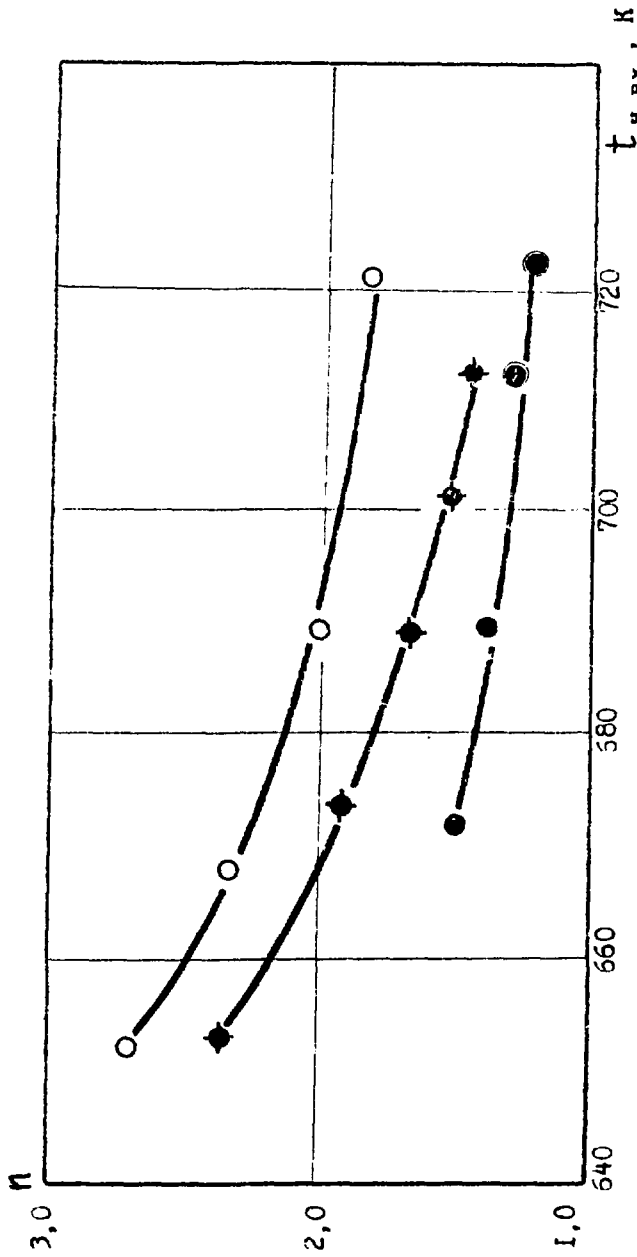


Рис. 11. Влияние температуры питательной воды и температуры натрия на входе в модель испарителя с трубкой фильда на кратность циркуляции при $P=5,1$ МПа; $G_H=0,694$ кг/с.
○ - $t_{п.в.} = 431$ К; ◆ - $t_{п.в.} = 473$ К; ● - $t_{п.в.} = 513$ К.
● - относится к пульсационным режимам.

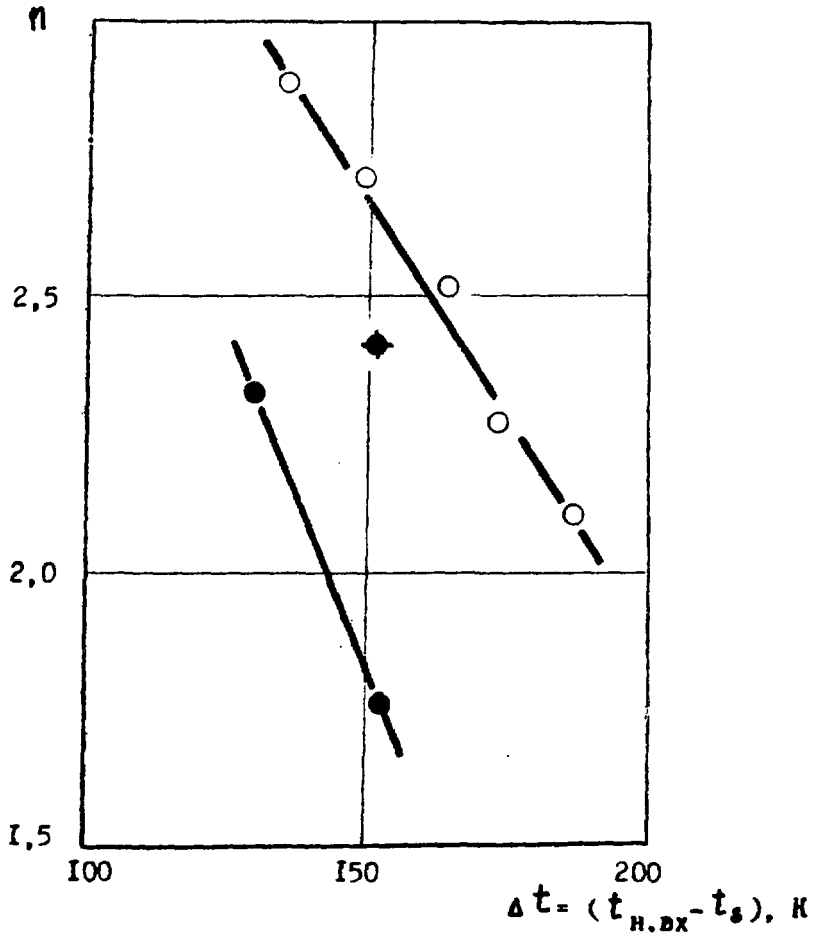


Рис. 12. Влияние давления и разницы температур $\Delta t = (t_{н.вх} - t_s)$ на кратность циркуляции в модели испарителя с трубкой Филльда при $G_n = 0,528 \text{ кг/с}$; $t_{п.в.} = 431 \text{ К}$.
○ - $P = 5,1 \text{ МПа}$; ◆ - $P = 3,92 \text{ МПа}$; ● - $P = 2,45 \text{ МПа}$

Технический редактор Н.Н.Герасимова.

Подписано к печати 20.06.1964 г. Т-14323 Формат 63x90 1/16
Офсетная печать Усл.п.л. 1,4 Уч.-изд.л. 1,2 Тираж 68 экз.
Цена 14 коп. 100-1575 Индекс 3:21

Отпечатано на ротационной ММ, г. Челябинск.

14 коп.

Индекс 3624

**Исследования теплообмена на однетрубных моделях испарителя БН-350.
ФЭИ-1575, 1984, 1-22.**