

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

---

**Казанский государственный  
энергетический университет**

**А.Г. ЛАПТЕВ, И.А. ВЕДЬГАЕВА**

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН**



**Казань 2004**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

---

**Казанский государственный  
энергетический университет**

**А.Г. ЛАПТЕВ, И.А. ВЕДЬГАЕВА**

**УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ  
ГРАДИРЕН**

Казань 2004

**УДК 66.021.3/4**  
**ББК 31.37**  
**Л 24**

Печатается по решению Ученого совета  
Казанского государственного энергетического университета

**Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А.**

Устройство и расчет промышленных градирен: Монография. Казань: КГЭУ, 2004. – 180 с.

Рассмотрены типы и конструкции различных охладителей. Особое внимание уделено конструктивным особенностям градирен. Представлены математические модели испарительного охлаждения воды и основные методы расчетов градирен. Для решения проблемы масштабного перехода подробно рассмотрено применение модели многоскоростного континуума и полуэмпирической диффузионной модели для описания процессов переноса импульса, массы и тепла в промышленных градирнях с целью определения эффективности теплообмена с учетом неравномерности распределения воздушного потока. Для этого использован метод сопряженного физического и математического моделирования.

Проведена диагностика процесса охлаждения воды в промышленных градирнях и предложены варианты модернизации.

Монография предназначена для научно- и инженерно-технических работников, а также может быть полезной преподавателям, аспирантам и студентам старших курсов технических и энергетических вузов.

---

Научный редактор, канд. техн. наук, доцент А.М. Коначин

---

Рецензенты

Д-р техн. наук, проф. КГТУ В.М. Емельянов  
Д-р техн. наук, проф. КГЭУ А.И. Гурьянов

**ISBN 5-94981-047-3**

© Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А., 2004

## **ВВЕДЕНИЕ**

Изменение режимов работы предприятий и увеличение стоимости свежей воды требует принятия безотлагательных мер по повышению рентабельности производств, уменьшению непроизводительных расходов и снижению себестоимости продукции. Создание рациональных схем водопользования и уменьшение потребления свежей воды, отбираемой из систем водопровода или естественных водоемов, могут стать существенным фактором в улучшении экономических показателей предприятия. Основой рациональных схем водопользования являются водооборотные охлаждающие системы, где в качестве охлаждающего оборудования используются градирни.

Градирни применяют в системах оборотного водоснабжения, где необходимо глубокое устойчивое охлаждение воды при высоких удельных гидравлических и тепловых нагрузках. Их подразделяют на открытые, башенные и вентиляторные. Поверхность воды, требуемая для ее охлаждения путем контакта с воздухом, создается в градирнях в результате разбрызгивания воды соплами или с помощью оросительных устройств, которые могут быть капельными, пленочными и комбинированными.

Отходящая с градирни вода может быть вновь использована для охлаждения технологических потоков. Включение больших количеств воды, используемой для охлаждения, в водооборотные циклы, позволяет значительно снизить потребности в свежей воде, которая в данном случае используется лишь для подпитки соответствующего водооборотного цикла.

Кроме этого использование градирен в сочетании с фильтрами позволяет обеспечить использование воды в замкнутом технологическом цикле, что существенно улучшает экологическую обстановку в регионе, где расположено предприятие.

В монографии рассмотрены конструкции промышленных градирен и методы определения режимных и конструктивных характеристик. Представлены математические модели, построенные на основе использования законов сохранения в локальной и интегральной формах.

Концепция предложенного подхода к конструированию градирен основана на представлении физического процесса в градирне в виде совокупности элементарных явлений. Такие явления как образование капель

в форсунках, движение капель в противотоке с воздухом, их дробление и коалиценция. В насадочной части градирни – пленочное течение жидкости по поверхности элементов с постоянным формированием и разрушением пограничного слоя, как со стороны жидкой, так и газовой фаз. Все эти процессы и определяют интенсивность охлаждения воды воздушным потоком.

Изучение совокупности элементарных явлений на характерной области градирни и дальнейший масштабный переход к промышленному аппарату позволяет выполнить конструирование с заданной эффективностью теплообмена (температурой охлаждения воды).

Особенностью данных моделей является возможность учета неравномерности воздушного потока в насадочной части градирни, что дает возможность выбирать конструктивные характеристики, обеспечивающие повышение КПД.

Даны результаты экспериментальных исследований охлаждения воды на характерной области градирни и обобщены выражения для расчета объемных кинетических коэффициентов. Рассмотрены варианты модернизации промышленных градирен.

Авторы выражают благодарность сотруднику ОАО «Казаньоргсинтез» к.т.н. И.Х. Мухитову за предложения по использованию метода сопряженного физического и математического моделирования С.Г. Дьяконова, В.И. Елизарова, А.Г. Лаптева и других авторов для математического моделирования и расчета промышленных градирен.

Часть материала, представленного в монографии, получена совместно с сотрудниками Казанского государственного технологического университета (КХТИ) – канд. техн. наук В.А. Даниловым и канд. техн. наук И.В. Вишняковой.

Авторы выражают им благодарность за совместно полученные результаты.

Особая благодарность рецензентами и научному редактору за ценные замечания и пожелания.

## ГЛАВА 1

### ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

#### 1.1. Основные задачи и проблемы охлаждения оборотной воды

Снижение потребления природной воды в теплоэнергетике и различными промышленными предприятиями, а также предотвращение теплового загрязнения поверхностных источников – приоритетные направления в энергосбережении и улучшении экологической обстановки в регионах страны. Важная роль в решении этих задач принадлежит охлаждающим системам оборотного водоснабжения с испарительными градирнями. Использованная вода поступает в градирни, где происходит отвод от нее теплоты в атмосферу. Рост мощности современных тепловых станций и различных предприятий требует не только увеличения площади охладителей, но и интенсификации процессов, протекающих в них.

На предприятиях нефтехимической, нефтеперерабатывающей, газовой и других отраслей промышленности от охлаждения воды зависят режимы технологических процессов, энергозатраты и качество выпускаемой продукции.

В промышленной теплоэнергетике в оборотной системе вода, нагретая в конденсаторах турбин и в других теплообменниках, используется повторно после ее охлаждения в охладительных устройствах. Охлаждение воды может осуществляться в естественных или искусственных водоемах, в градирнях и брызгальных бассейнах.

К температуре оборотной воды предъявляются достаточно жесткие требования – обычно не выше  $28^{\circ}\text{C}$  в летний, наиболее жаркий период при нагреве воды в охлаждаемом оборудовании на  $8 - 10^{\circ}\text{C}$ . Превышение этой температуры приводит к снижению выработки продукции (иногда до 15%) и ухудшению ее качества [1-3].

Так, например, экономический эффект на установки пиролиза нефти мощностью 340 тыс. т/год за счет снижения температуры охлаждающей воды только на  $2,3^{\circ}\text{C}$  и соответствующего увеличения выработки топливно-энергетических ресурсов в денежном выражении составляет 60 американских долларов в час [4].

Основная часть воды, потребляемой на ТЭС, используется для охлаждения и конденсации отработавшего в турбинах пара. Относительная доля охлаждающей воды в конденсаторах турбин в общем балансе водопотребления ТЭС составляет 85-95%. Снижение давления в конденсаторе имеет определенный оптимум, исходя из технико -

экономических факторов. С точки зрения водоснабжения ТЭС к таким факторам, в первую очередь, относятся температура и расход охлаждающей воды, затраты энергии на ее транспортирование и др.

Наиболее распространенный источник охлаждающей воды для ТЭС – естественные водоемы: реки, озера, водохранилища. Различают прямоточные и оборотные системы водоснабжения конденсаторов. Первая может применяться, когда дебит водоема (расход воды в реке, проточном озере) значительно больше потребности ТЭС в охлаждающей воде. Так как расход охлаждающей воды на 1 тонну конденсата турбин достаточно велик, то реализация прямоточной схемы требует наличия мощного источника водоснабжения.

Оборотная схема водоснабжения ТЭС (рис. 1.1) характеризуется многократным использованием охлаждающей воды. Ее применяют, когда в районе расположения ТЭС нет источника водоснабжения с достаточным дебитом воды, либо водные ресурсы исчерпаны другими потребителями. В качестве водоохладителя при оборотной схеме используют естественный или искусственный водоем либо градирни.

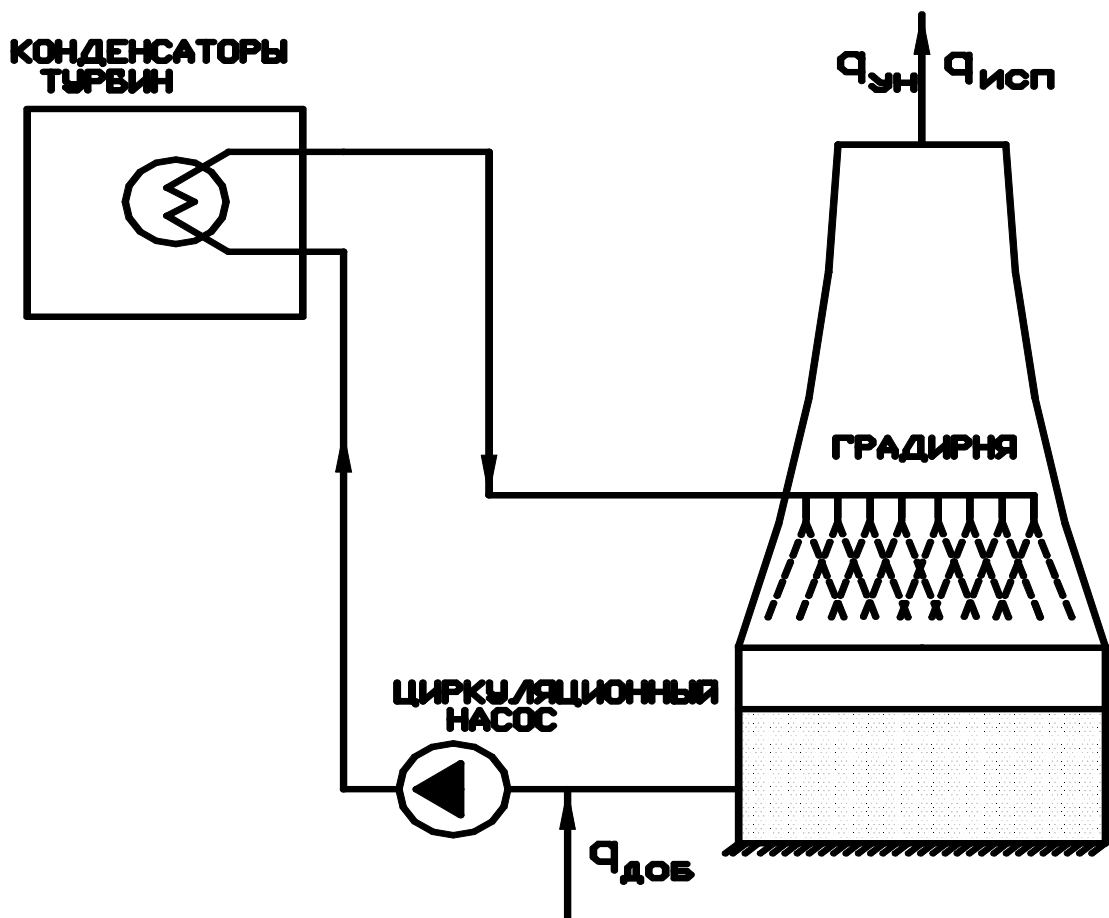


Рис. 1.1. Обратная схема подачи охлаждающей воды на ТЭС с градирней

Первый чаще применяют в схеме водоснабжения КЭС, вторые (градирни) характерны для ТЭЦ. Следует отметить, что сооружение искусственных водоемов-охладителей менее затратно и их эксплуатация проще, чем сооружение и эксплуатация градирен, однако при этом происходит затопление значительной территории: около 6 км<sup>2</sup> на 1000 МВт установленной мощности ТЭС [5]. Поэтому в связи с дефицитом свободной земли и ее удорожанием вокруг крупных населенных пунктов, в настоящее время наблюдается тенденция ограниченного применения водоемов - охладителей и более широкого внедрения градирен на сооружаемых и реконструируемых ТЭС [6,7].

Особенностями работы оборотной системы водоснабжения по сравнению с прямоточной являются:

- зависимость работы большинства охладительных устройств от метеорологических условий (температура и относительная влажность воздуха, скорость и направление ветра);
- необходимость восполнения потерь воды в охладительных устройствах.

При неудовлетворительном состоянии конструкций охладителей температура воды, возвращаемой в водооборотный цикл часто превышает 28 °С, и предприятия для поддержания требуемого температурного режима прибегают к нежелательному приему – «освежению» системы оборотного водоснабжения, при котором повышают до 10% и более сброс (продувку) из системы теплой воды при одновременном увеличении расхода подпиточной свежей воды из природного источника.

Работа оборотных систем в таком режиме не соответствует современным требованиям водосбережения и водоохраны, а целесообразность затрат на их эксплуатацию заметно снижается [4,8].

## **1.2. Основные типы охладителей**

Охлаждение воды с помощью вентиляторных градирен является в настоящее время наиболее современным способом. Охлаждение циркуляционной воды в водохранилищах применяется преимущественно при возможности использования для этой цели естественных водоемов или водохранилищ общего назначения. Водоохранилища-охладители обеспечивают в течение всего года более низкие температуры охлаждающей воды, чем брызгальные бассейны и градирни с естественной тягой. Но создание специальных водохранилищ-охладителей требует наличия большой площади и значительных капитальных затрат на



сооружение плотины и подготовку ложа водохранилища. Открытые брызгальные градирни обычно применяют при небольших расходах охлаждаемой воды – до  $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Они могут размещаться даже на крышах зданий. Их недостатком является низкий охлаждающий эффект, который, так же как и в брызгальных бассейнах, зависит от силы ветра.

Благодаря тяге воздуха, создаваемой башней, градирни обеспечивают более устойчивое охлаждение и более низкие температуры, чем открытые градирни и брызгальные бассейны. Наличие высоких башен позволяет размещать их на небольших расстояниях от производственных зданий и сооружений. Недостатком башенных градирен (рис. 1.2) является высокая стоимость и сложность сооружений.

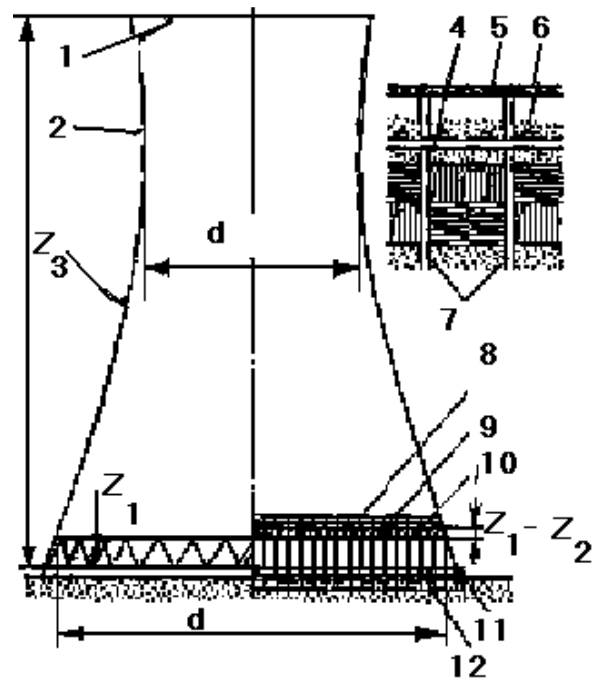


Рис. 1.2. Башенные градирни с естественной тягой

- 1 – выход воздуха; 2 – горловина; 3 – вытяжная башня;
- 4 – водораспределительные трубы; 5 – водоотделитель;
- 6 – разбрызгиватель; 7 – опорные колонны; 8 – водоотделитель;
- 9 – насадка; 10 – вход воздуха; 11 – бортик водосборного бассейна;
- 12 – водосборный бассейн;

$Z_1$  – расстояние между верхом отверстий для подачи воздуха и бортом бассейна;  $Z_3$  – расстояние между верхом башни и бортом бассейна;  $d$  – внутренний диаметр вытяжной башни

Вентиляторные градирни обеспечивают наиболее глубокое и стабильное охлаждение воды. В летнее время они охлаждают воду до температур, более низких, чем охладители других типов. При применении

вентиляторных градирен возможно регулирование температуры охлаждающей воды путем изменения частоты вращения или отключения отдельных вентиляторов. В градирнях с вынужденной тягой подача воздуха осуществляется с помощью одного или нескольких вентиляторов. При нагнетательной тяге вентиляторы размещаются на уровне грунта, а при вытяжной – над насадкой. Поток воздуха по отношению к потоку воды может быть противоток, частично противоток, частично перекрестный и полностью перекрестный ток. При перекрестном потоке насадка устанавливается под углом к потоку воды. Это позволяет учесть отклонение потока воды под действием воздушного потока. В больших градирнях преимущественно используются осевые вытяжные вентиляторы, а в малых чаще всего применяются нагнетательные центробежные или осевые вентиляторы. Центробежные вентиляторы более эффективны, чем осевые, но они имеют большую стоимость.

По сравнению с башенными, вентиляторные градирни имеют обычно меньшую строительную стоимость и допускают большую плотность орошения, что позволяет более компактно размещать их на площадках промышленных предприятий. По сравнению с башенными градирнями, прудами-охладителями и брызгальными бассейнами они обеспечивают устойчивое охлаждение воды, высокие тепловые нагрузки и большую степень приближения температуры охлажденной воды к теоретическому пределу охлаждения [9].

Башенные испарительные градирни предназначены для охлаждения циркуляционной воды на тепловых и атомных электростанциях [10,11]. В такой противоточной градирне охлаждение происходит как в пленке, стекающей по щитам оросителя, так и при падающих капельных течениях в над- и подоросительном пространствах.

Применение традиционных градирен (ГПВ, ГПН, ГРД, Росинка и т.п.) зачастую не дает ожидаемых положительных результатов: в зимнее время замерзают и рушатся технологические элементы градирен из пластмасс, обмерзают и выходят из строя вентиляторные агрегаты, форсунки труднодоступны для прочистки. Использование же прямоточной схемы водоснабжения из городского водопровода со сбросом в канализацию становится крайне невыгодным вследствие высоких цен. Специалисты фирмы "ЭКОТЭП" располагают богатой практикой разработки и внедрения систем оборотного водоснабжения с применением градирен как традиционных конструкций, так и новых надежных эжекционных охладителей, отлично зарекомендовавших себя при

охлаждении рубашек компрессоров и другого технологического оборудования различных предприятий.

Применение эжекционных градирен в локальном цикле охлаждения оборотной воды позволяет отказаться от дорогостоящих и подверженных частым поломкам вентиляторных агрегатов за счёт использования более мощных насосов, значительно превосходящих вентиляторы по надёжности.

Таблица 1.1. Сравнительная характеристика вентиляторных и эжекционных градирен

Вентиляторная градирня	Эжекционная градирня
элементы внутренней насадки подвержены разрушению и труднодоступны для замены	элементы внутренней насадки отсутствуют
разбрызгивающие форсунки подвержены засорению и труднодоступны для осмотра и чистки	разбрызгивающие форсунки также подвержены засорению, но легкодоступны для чистки, находятся на виду
для чистки форсунок и ремонта оросителя необходимо выключить градирню	наличие двух коллекторов в воздухоходной шахте позволяет чистить форсунки без остановки всей градирни
перегорают двигатели вентиляторов, нарушается балансировка вентиляторов	вентиляторы отсутствуют
наличие вентилятора определяет высокий уровень шума и вибрации	так как отсутствуют вращающиеся элементы, градирня является малошумной, нет вибрации
в зимнее время повторный пуск после остановки практически невозможен	градирня свободно работает в режиме включения/выключения в любое время года
в летнее время включение дополнительных насосов не приводит к увеличению расхода охлаждающего воздуха, а, следовательно, невозможно дополнительное понижение температуры охлаждаемой воды	в летнее время, за счет включения дополнительных насосов, увеличивается расход охлаждающего воздуха, вследствие чего температура охлаждаемой воды может быть снижена до необходимого уровня

обмерзание и ледообразование в зимний период года приводит к разрушению внутренних элементов	не боится ледообразования и обмерзания в зимний период года
со временем снижается эффективность работы	эффективность работы постоянна весь период эксплуатации
затруднена эксплуатация при высоких температурах воды	возможна эксплуатация при любых температурах воды
имеет типовые габаритные размеры	может быть вписана в любое пространство
Энергоемкость градирен в рамках годового цикла практически одинаковая	

Эжекционные градирни позволяют в самый жаркий период года за счет включения дополнительных насосов резко интенсифицировать охлаждение, увеличивая кратность прохождения воды через градирню. При этом в зону теплообмена подается большее количество воздуха, увеличивается поверхность контакта. Такая схема позволяет получить перепад температур до 40 °С и практически достичь теоретического предела охлаждения (температуры влажного термометра). Производственный опыт показывает, что срок полной окупаемости систем обратного водоснабжения, включающих эжекционные градирни, составляет 3-4 месяца. Совместно с ОАО "ВНИИГ им. Б.Е.Веденеева" в рамках выполнения работ для РАО ЕЭС России разработан охлаждающий модуль эжекционного типа производительностью до 5000 м<sup>3</sup>/час.

Опыт эксплуатации градирен с центробежно-струйными форсунками в г. Нижнекамске и результаты экспериментов, проведенных в ОАО «Ставропольполимер», показали, что при отключении вентилятора на оросительной градирне перепад температур по воде составляет 3 °С, а на эжекционной градирне с распылительными форсунками – до 6-7 °С.

Эжекционные градирни с распылительными форсунками могут найти применение в системах обратного водоснабжения при некоторых нестандартных условиях работы. Целесообразность использования градирен этого типа определяется в каждом конкретном случае на основании тщательных технико-экономических расчетов [12].

Эжекционные градирни могут применяться при следующих основных условиях [13]:

- удельная тепловая нагрузка 40-60 Мкал/(чм<sup>2</sup>) без перспективы ее увеличения;

- глубина охлаждения воды 10-12 °С;
- общий расход оборотной воды в системе до 500 м<sup>3</sup>/ч;
- высокая температура оборотной воды (более 60 °С);
- территория предприятий допускает по санитарным и экологическим нормам повышенный унос капельной влаги из градирен в окружающую среду;
- наличие резерва в площади градирен;
- наличие избыточного напора воды в системе водоснабжения;
- концентрация взвешенных веществ в оборотной воде до 50 мг/л.

### 1.3. Конструктивные особенности градирен

Испарительные градирни очень разнообразны. Они могут работать как на искусственной, так и на естественной тяге.

Корпуса градирен могут быть различной формы: цилиндрической, конической и т.д., квадратного, шестиугольного, кругового сечения в плане. Они изготавливаются из дерева, металла, бетона, в последнее время все чаще из пластмассы. К пассивным рабочим органам градирен относятся: *ороситель, каплеуловитель, водораспределитель*, к активным – крыльчатка вентилятора. Рабочими средами в градирнях являются атмосферный воздух и оборотная вода. Поступая по отдельности в градирню, они контактируют, в результате чего вода охлаждается, а воздух, нагреваясь и увлажняясь, возвращается в атмосферу. Расположенная внутри градирни насадка (блоки оросителей) служит для увеличения поверхности контакта и между водой и воздухом.

Наиболее важный узел градирни – это *насадка (блоки оросителя)*. Тепло и массообменные свойства оросителя, наряду с аэродинамическими определяют, в основном, эффективность градирни, т.е. влияют на выбор необходимого размера новой градирни или оценку возможностей теплосъема существующей градирни. Для оросителей используются различные материалы: дерево, цемент, пластмасса.

Раньше широко были распространены деревянные оросители. Но, деревянные бруски в процессе работы быстро разрушаются, что является их существенным недостатком и ограничивает их применение. Происходит это потому, что древесина чувствительна к химическому и биологическому воздействию. Некоторое применение нашли асбошиферные оросители, но из-за канцерогенности асбеста они постепенно были запрещены во многих странах.

В последние годы широкое распространение получили пластмассовые оросители. Их преимущество пластмасс заключается в том, что изделиям из них можно придать любую форму.

Оросители бывают капельные, капельно-пленочные (рис.1.3), пленочные и комбинированные (типа «сэндвич» (рис. 1.4)) [7].

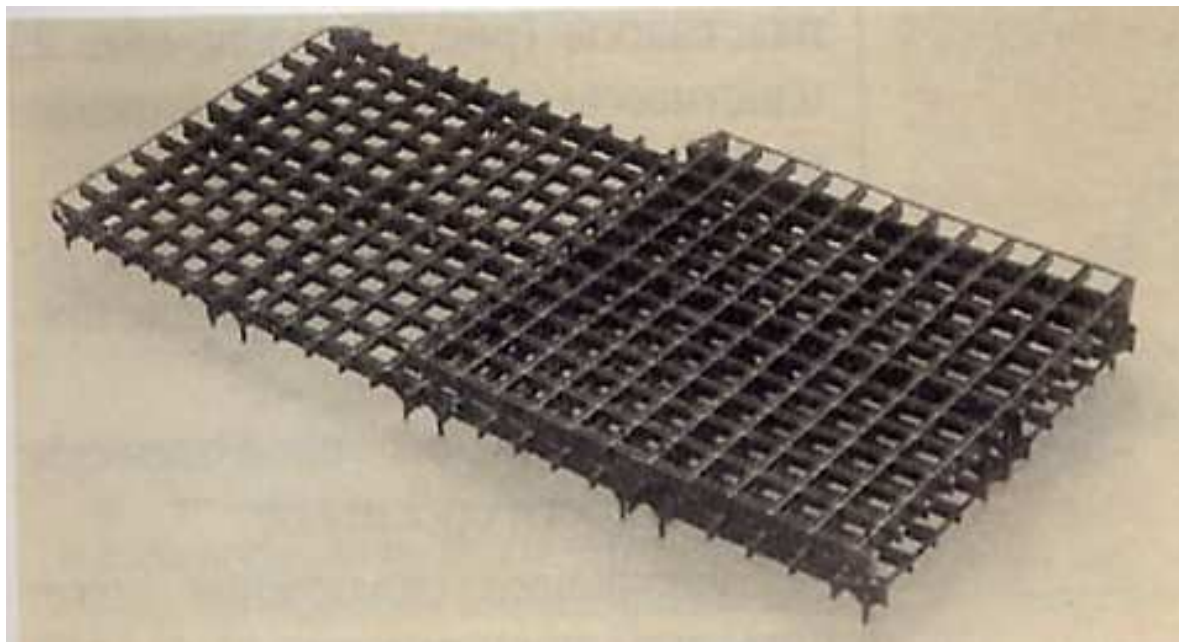


Рис. 1.3. Капельно-пленочный ороситель из пластмассы

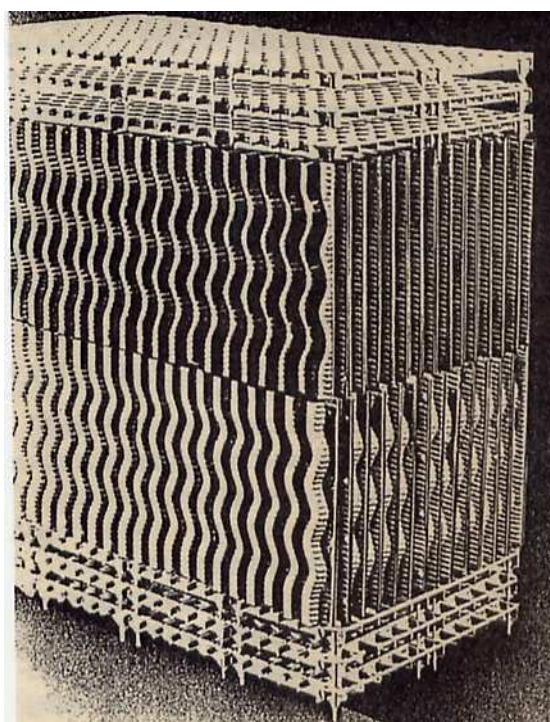


Рис. 1.4. Комбинированный ороситель (типа «Сэндвич»)

Если на градирнях охлаждается чистая вода наиболее экономично применение оросителя пленочного типа (рис.1.5). При наличии в охлаждаемой воде взвесей и нефтепродуктов пленочные оросители не рекомендуются из-за возможности засорения промежутков между щитами. В таких случаях приходится применять капельные оросители, хотя они допускают гидравлическую нагрузку, примерно в 1,5 раз меньшую, чем пленочные, при том же охладительном эффекте.

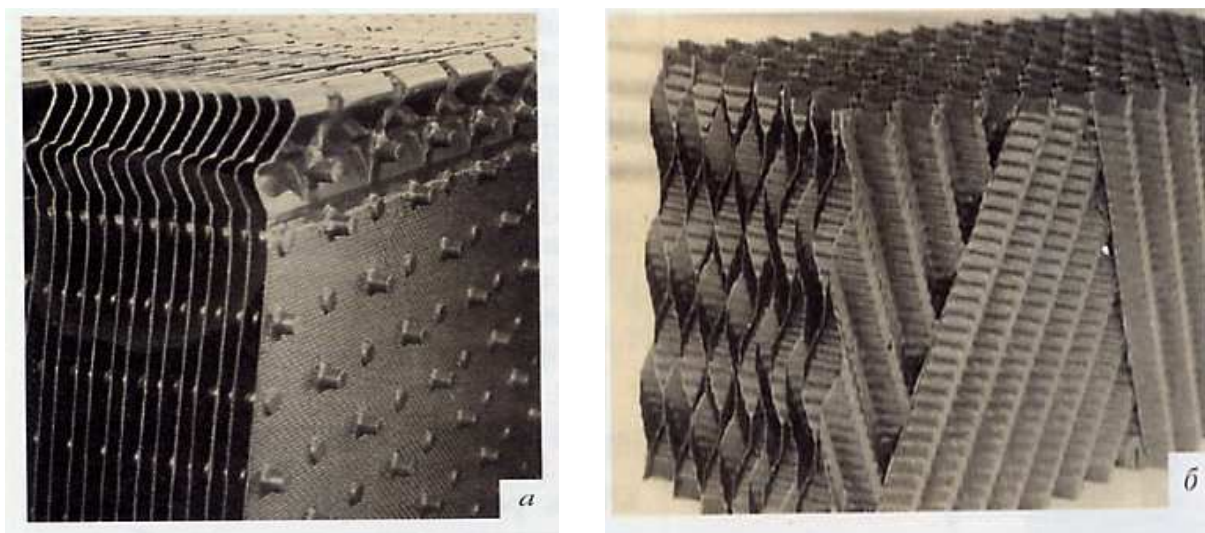


Рис. 1.5. Пленочные оросители из пластмассы:  
а – из ПП, б- из ПВХ

Факторы, определяющими выбор насадки являются характеристики теплопередачи, потери давления, общая стоимость и надежность. Надежность, включая доступность ремонта, является особенно важным фактором для тепловых электростанций и в других областях использования, где стоимость градирни составляет очень малую часть всех затрат, а выведение градирни в ремонт – большую. Очевидно, предпочтительно применять насадку с самой низкой стоимостью, лучшей характеристикой теплопередачи и более низкими потерями давления. Но проблема выбора затрудняется, если насадка является лучшей по одному или двум показателем и худшей по основным.

К пластмассовым насадкам предъявляется требование по величине объемного коэффициента массоотдачи  $\beta_{vf}$  не менее  $10000 \text{ кг}/(\text{м}^3 \text{ ч кг}/\text{кг})$ , исходя из того, что для расчетного охлаждения воды было бы достаточно насадки высотой порядка 1 м при массе  $20\text{-}35 \text{ кг}/\text{м}^3$  и коэффициенте аэродинамического сопротивления проходу воздуха  $\xi_{op}$ , равном 10-15 скоростных напоров. В зависимости от формы поверхности охлаждения

пластмассовые насадки бывают пленочные, капельные и капельно-пленочные.

Последнее время все большее распространение находят сетчатые насадки, выполненные в виде перфорированных полиэтиленовых труб, и укладываемых упорядоченно, либо в навал (рис. 1.6. [2]).

*Решетчатая насадка фирмы “Бальке-Дюрр”* (рис 1.6. (3)) состоит из плоских и волнистых решеток размером 0,45x1,2 м, изготавливаемых из полиэтилена. Ячейки имеют вид ромба с размерами по осям 25x19 мм. В собранном виде насадка представляет собой объемную решетчатую структуру с вертикальными каналами в виде равнобедренного треугольника с основанием 60 мм и высотой 18 мм. Требуемая высота насадки обеспечивается чаще всего двумя ярусами блоков (0,9 м).

*Решетчатая насадка из ПР50* (Пат. № 2044993) (рис.1.6.(5)) подобна насадке фирмы “Бальке-Дюрр”, но состоит из длинномерных пустотелых элементов с решетчатыми стенками, имеющих вид равностороннего треугольника. ПР50 изготавливаются из полиэтилена низкого давления (ПНД) на базе марки 273-79, не подвергающегося разрушению под воздействием солнечной радиации.

Из ПР50 могут быть скомпонованы различные схемы блоков насадки. Наиболее практичной и эффективной по охлаждающей способности является схема горизонтальной укладки ПР50 рядами по высоте. ПР50 размещаются вплотную друг к другу с поворотом их в каждом последующем ряду под  $90^{\circ}$  по отношению к призмам предыдущего ряда.

В собранном виде блок насадки представляет собой объемную решетчатую структуру с горизонтальными каналами треугольного профиля, проницаемую для воздуха и воды в любом направлении. Практичность такой схемы состоит в ее простоте и возможности набора любой расчетной высоты с кратностью 50 мм для обеспечения требуемого охлаждения воды. Чаще всего бывает достаточна высота блока насадки из ПР50 0,9 - 1 м.

В Российской Федерации на сегодня наибольшее распространение получили капельно-пленочные насадки двух основных конструкций - решетчатые и трубчатые.

Разновидностью насадки из ПР50 является насадка из решетчатых трубок диаметром 60 мм. Из трубок собираются блоки рулонного типа и устанавливаются в градирне вертикально.



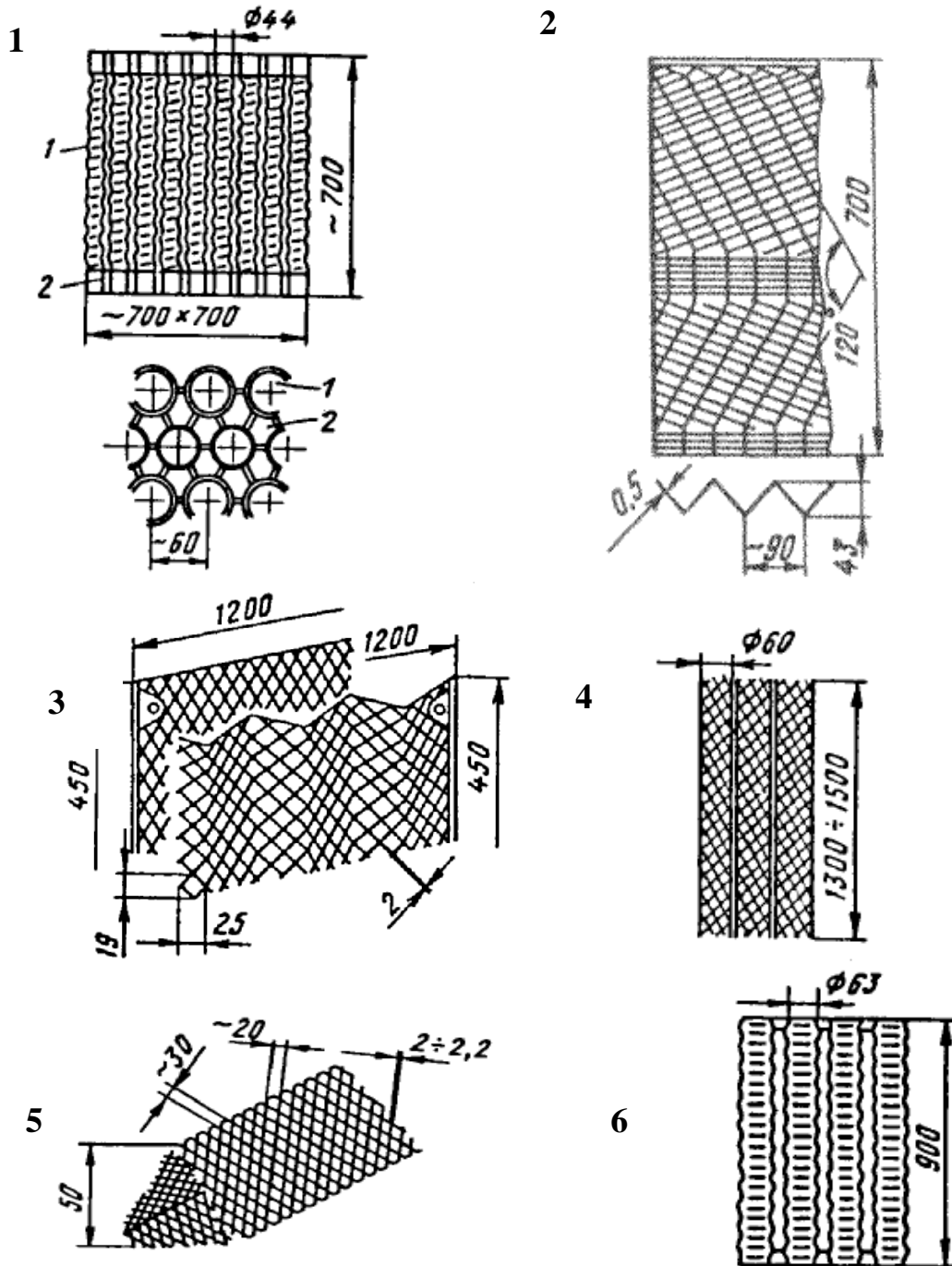


Рис. 1.6. Насадочные элементы, используемые в промышленных градирнях:

- 1- Трубчатые гофротрубы (виты), материал - ПНД;
- 2- ТПВВ, ТЭП-ПОЛИС-ВНИИГ-НИИ ВОДГЕО, материал - ПВХ;
- 3- Бальке-Дюрр, сетчатые листы, материал - ПНД;
- 4- ТР60, сетчатые трубы, материал - ПНД;
- 5- ПР50, сетчатые призмы, материал - ПНД;
- 6 - Трубчатые гофротрубы (дренажные), материал - ПНД

*Трубчатая насадка с винтовыми гофрами (ТР44)* (рис. 1.6. (1)) состоит из полиэтиленовых (ПНД) труб диаметром 44 мм со сплошной стенкой толщиной 0.5 мм и гофрами на ней в виде резьбы.

Собранный блок имеет размеры в плане 0,7 х 0,7 м и высоту 0,67 - 0,7 м. В рабочем положении блоки устанавливаются с вертикальной ориентацией труб. При этом возможность перераспределения воды и воздуха в объеме такого блока насадки имеется только в межтрубном пространстве. Требуемая высота насадки обеспечивается двумя ярусами блоков (1,3-1,4 м).

В решетчатых насадках поверхность охлаждения складывается из поверхности пленок, стекающих по перемычкам решетки, и поверхности капель, срывающихся с них и падающих вниз при многократном дроблении. При этом поверхность охлаждения непрерывно обновляется и турбулизируется потоком воздуха с возможностью свободного перераспределения контактирующих сред в объемной решетчатой структуре, что интенсифицирует процесс испарения (охлаждения) воды.

Прототипом блока насадки ТР44 из труб с винтовыми гофрами является насадка из труб диаметром 63 мм с горизонтальными гофрами, предназначенными для дренажа грунтовых вод. Использование и довольно широкое распространение последних в качестве насадки в Российской Федерации, начиная примерно с 1985 г. по инициативе НИИ ВОДГЕО и АО «Казаньоргсинтез», произошло в результате стечения ряда случайных обстоятельств. Поэтому диаметр труб, формы и размеры гофр применительно к стеканию пленки воды и турбулизации потока воздуха в таких насадках также случайны и не являются оптимальными. Придание гофрам не горизонтального, а наклонного расположения в виде резьбы, конечно, несколько уменьшает возможность загрязнения поверхности труб. В то же время надежды на существенное повышение охлаждающей способности насадки из труб с винтовым расположением гофр не оправдались. Чем больше шаг винта (круче наклон гофры), тем больше вероятность образования в канавке (гофре) струйки воды, быстро стекающей по ложбинке винта вниз, т.е. время контакта воды с воздухом при минимальной возможности перемешивания слоев воды внутри непрерывной струйки уменьшается [2].

Некоторая закрутка пристенных к винтовым трубам слоев воздуха ухудшение гидравлического режима стекания воды в достаточной степени не компенсирует. Таким образом, можно обоснованно утверждать, что придавать гофрам большой наклон нецелесообразно. Единственно оправданным может оказаться придание им наклона для смыва отложений, для чего достаточен гидравлический уклон порядка  $i = 0,15$  (в ТР  $i = 0.36$ ).

Это, однако, не дает оснований утверждать, что такие трубы не будут загрязняться, в особенности в оборотных циклах нефтехимических предприятий.

В развитых странах насадки из труб со сплошными стенками никогда не применялись как неэкономичные по расходу материала на их изготовление и невозможности достичь интенсивного теплообмена между водой и воздухом внутри труб, занимаемых 40-50 % активного объема градирни.

При недостаточно равномерном распределении воды некоторая часть этого объема может вообще в процессе не участвовать. Этим, а также худшим гидравлическим режимом течения воды в трубчатых насадках по сравнению с решетчатыми и объясняется разница в величине коэффициента массоотдачи  $\beta_{vx}$ : 0,83 - для трубчатого; 1,13 и 1,02 - для решетчатых при одинаковых условиях.

Сопоставление технологических характеристик различных блоков насадки [4] целесообразно производить по коэффициентам  $A$  и  $\xi_{op}$ , приведенным к одной высоте. Чем выше  $A$  и меньше  $\xi_{op}$ , тем лучше насадка.

Попытки реализовать большую производительность в малом объеме путем увеличения удельной поверхности до 500-700 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup> привели к созданию ячеистых (<10 мм) или щелевых (2 - 4 мм) контактных устройств с весьма малыми размерами ячеек для прохода воды и воздуха. Такие насадки быстро засоряются, а при больших гидравлических нагрузках и как правило плохой смачиваемости пластических материалов значительная часть поверхности такого блока насадки не орошается водой, т.е. не используется по назначению [4].

Технологические характеристики блоков насадки из гладких листов могут быть существенно улучшены путем перемешивания и турбулизации взаимодействующих потоков воды и воздуха. Перемешивание и турбулизация могут быть достигнуты путем применения листов с прямыми или криволинейными волнами, перфорацией, шероховатой или пористой поверхностью, а также устройством пленочных блоков насадки с разрывами между ярусами по высоте. В качестве турбулизаторов потоков могут быть использованы также различной формы выступы, гофры, изменяющие направление движения потоков и способствующие их перемешиванию. Все эти приемы в той или иной степени повышают охлаждающую способность блока насадки, но, как правило, увеличивают их аэродинамическое сопротивление [14].

Таким образом, охлаждающую способность блока насадки можно повысить нанесением искусственной шероховатости на 10-20%, устройством разрывов по высоте на 25-30%, устройством волн в зависимости от их размеров, направления и формы в 1,5-2 раза, подбором оптимального числа гофр более чем в два раза. Кроме того, рациональное расположение ярусов насадки по высоте с разрывами может снизить расход материала на 25-30% и уменьшить аэродинамическое сопротивление на 20-30% [4].

Мировой практикой установлено, что по экономическим, тепловым и аэродинамическим показателям наиболее эффективными являются полимерные насадки из тонких гофрированных листов и решетчатые элементы различной конструкции - с большой насыщенностью объема материалом для работы в воде с обычными концентрациями загрязнений и с меньшей - для сильно загрязненной воды.

В настоящее время фирмой «Полимерхолодтехника» г. Нижнекамска разработано капельно-пленочное устройство марки БОП-3-350, которое прошло гидроаэротермические сертификационные испытания в лаборатории охладителей и технического водоснабжения ТЭС и АЭС «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева». Блоки оросителей полимерные (рис. 1.7) предназначены для установки в вентиляторные и башенные градирни

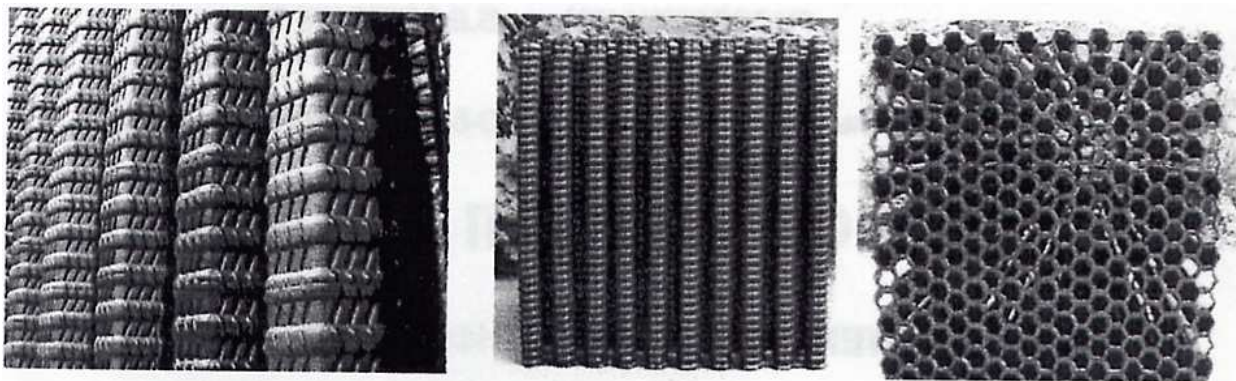


Рис. 1.7 Блок оросителя полимерный (БОП-3-650)

оборотных систем технического водоснабжения промышленных и энергетических предприятий. Ороситель интенсифицирует процесс охлаждения воды за счет создания развитой поверхностей ее контакта с атмосферным воздухом и используется при температуре нагретой воды до + 70 °С.

Каплеуловители применяются, в основном, на вентиляторных градирнях. Однако, в последнее время во многих регионах, где серьезное внимание уделяется защите окружающей среды и в градирнях с

естественной тягой стали применять каплеуловители. Они выполняются пластинчатыми или ячеистыми (рис.1.8)

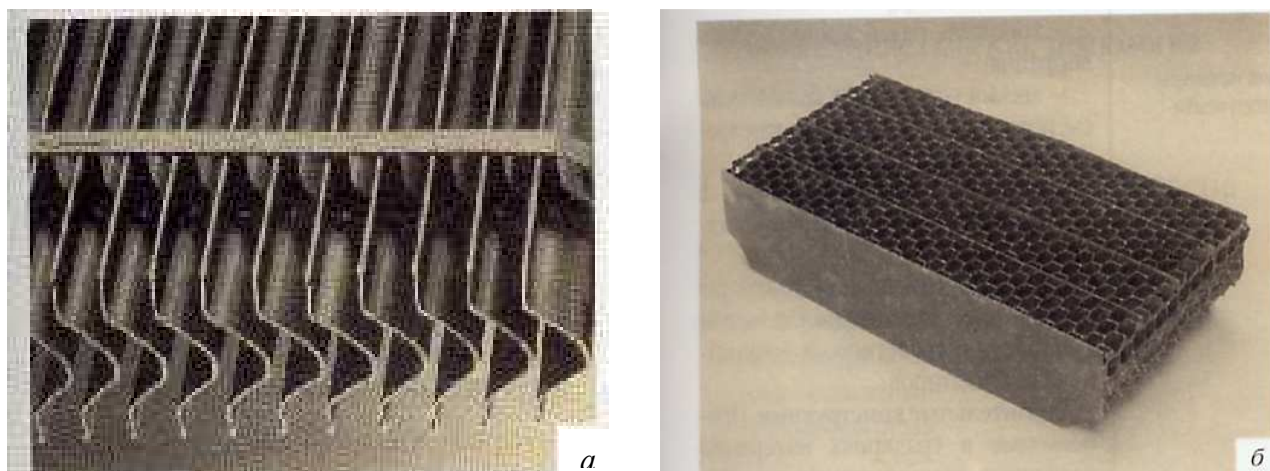


Рис. 1.8. Типы каплеуловителей:  
а) пластинчатый, б) ячеистый

К каплеуловителям градирен предъявляется следующее основное требование: максимальное снижение выноса капельной влаги с содержащейся в ней загрязнениями при аэродинамическом сопротивлении проходу воздуха  $\xi_{ву}$ , равном 5-6 скоростных напоров [8].

НИИ ВОДГЕО за период с 1964 г. исследованы и разработаны десятки разнообразных конструкций водоуловителей из дерева, металла, асбестоцемента, стеклопластика, полимерных материалов. Наиболее эффективные из них рекомендовались к применению [4,15-18].

Из многочисленных конструкций полимерных водоуловителей, предлагаемых предприятиям различными фирмами, следует отметить следующие:

- 1) решетчатый водоуловитель из ПР50, устанавливаемый в 4 или 5 рядов, изготавливаемый из ПНД;
- 2) с криволинейным очертанием лопаток (полуволна) толщиной 1,2-1,5 мм, изготавливаемый из жесткого поливинилхлорида;
- 3) жалюзийный двухрядный, изготавливаемый из стеклопластиковых пластин толщиной 1,1 мм;
- 4) из профилированных пластин толщиной 2 мм, изготавливаемых из ПНД в виде равносторонней трапеции в поперечном сечении и вертикальными гофрами высотой 16 мм.

Фактическая эффективность водоуловителей, оцениваемая процентом уноса от расхода воды, согласно опубликованным отечественным и зарубежным данным, колеблется в пределах от 0,001 до 0,5 %. Есть сообщение из Японии, что эта величина для поперечно-точных

градирен с водораспределением без разбрызгивания составляет 0,0001% [19].

Ранее измерения водоулавливающей способности проводились объемным способом [20].

Испытания полномасштабных образцов водоуловителей требуют больших затрат времени и обеспечивают точность измерений лишь до сотых долей процента, что в настоящее время не всегда достаточно. Поэтому были разработаны опытная установка и методика, обеспечивающие необходимую точность результатов (0,001%) в соответствии с современными мировыми требованиями. По этой методике измерение количества уносимой через водоуловитель капель воды производится кондуктометрическим прибором, разработанным в НИИ ВОДГЕО [20].

Современные каплеуловители не только сокращают потери воды, но и защищают вентилятор от эрозии. Современные каплеуловители высокоэффективны, унос влаги после них меньше 0,02 % полного расхода воды [7]. Изготавливают их преимущественно из пластмассы из-за сложной конструкции.

Блок каплеуловителя полимерный сетчатый (БКПС) (рис. 1.9) предназначен для воспрепятствования выносу мелких водяных капель, захватываемых в градирне потоком охлаждающего воздуха. Полимерные сетчатые элементы собраны в блоки – каплеуловители, которые используются не только в случае нового строительства, но и для ремонта холодильных башен с естественной тягой и вентиляторных. Применением этого типа каплеуловителей снижаются расходы на монтаж. При укладке блоков каплеуловителей не требуется их ориентация относительно направления вращения лопастей вентилятора, они имеют одинаковые аэродинамические сопротивления в любом направлении относительно своих сторон.

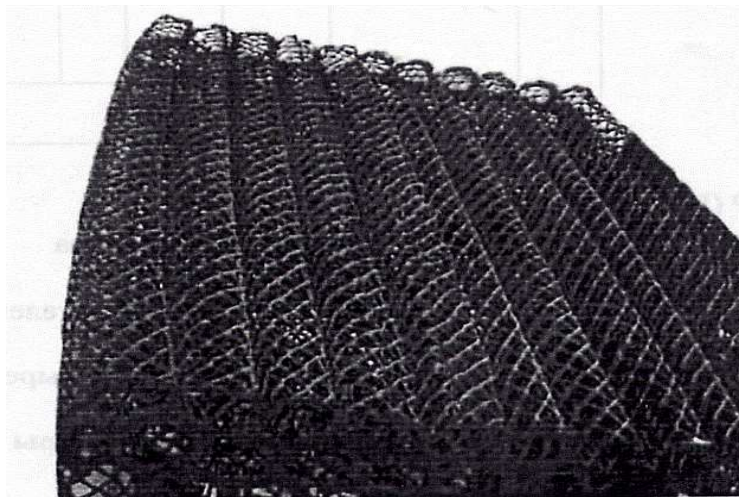


Рис. 1.9. Блок каплеуловителя полимерный сетчатый (БКПС)

Одним из условий эффективной и надежной работы градирни является *равномерное распределение воды над оросителем*. Это обеспечивает правильное расположение системы лотков и труб, а также применение эффективных разбрызгивающих сопел. Фрагмент системы водораспределения в градирне с естественной тягой изображен на рис. 1.10.

Эффективность технологических процессов, реализуемых при распыливании жидкой фазы, в значительной мере зависит от правильного выбора распыливающего устройства. При выборе распыливающего устройства к нему предъявляют требования, которые можно разделить на две группы: требования к конструкции устройства; требования к характеристикам распыла.



Рис. 1.10. Система водораспределения в градирне с распылением вниз

Первая группа требований касается, прежде всего, способа распыливания и надежности работы распылителя в конкретной среде. Требования надежности работы определяют выбор материала или ограничивают размер проходных отверстий, что очень важно при распыливании жидкостей или сред, содержащих механические включения.

*Водораспределительные устройства* градирен можно разделить на три основные группы: разбрызгивающие, без разбрызгивания и подвижные. Разбрызгивающие водораспределительные устройства градирен можно разделить на три основные группы: разбрызгивающие, без разбрызгивания и подвижные. Разбрызгивающие водораспределительные устройства в свою очередь подразделяются на безнапорные, представляющие собой системы открытых желобов и лотков, и напорные, выполняемые из закрытых желобов или труб с соплами или разбрызгивателями, к которым воды подводится с большим или меньшим

напором. Современные водоразбрызгивающие сопла выполняются из пластмасс: полиэтилена, полистирола. Основные виды сопел, применяемых в градирнях, представлены на рис. 1.11.



Рис.1.11. Сопла, применяемые в градирнях  
по данным ЗАТ «СП Бротеп-ЕКО»

Большие исследовательские работы по водораспределительным системам градирен выполнены НИИ ВОДГЕО более чем за 30 лет. Эти работы обеспечили широкое внедрение пластмассовых сопел в типовых и индивидуальных проектах градирен с последующим их крупномасштабным строительством в СССР, СНГ и во многих других странах.

Следует обратить внимание на защиту градирен от обмерзания. В вентиляторных градирнях этот вопрос решается легко, путем снижения частоты вращения вентиляторов, их остановки или отключения секций. Но в градирнях с естественной тягой требуется другой подход. Частичное закрытие воздухо-входных окон щитами – это давно известное решение,



однако на крупных градирнях, особенно в тяжелых зимних условиях, часто возникают трудности с его осуществлением.

Предложено [21], что эксплуатация вентиляторной градирни в зимний период с высокой плотностью орошения является наиболее эффективным методом борьбы с обледенением входных окон и насадок. НИИ ВОДГЕО экспериментально установлено и подтверждено практикой, что при высокой плотности орошения  $\Gamma_{\text{ж}} > 15 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  и соответственно малой величине относительного расхода воздуха  $\lambda = 0,3-0,5$  обмерзание входных окон и контактных устройств не происходит даже при температуре охлажденной воды  $T_{\text{к}} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$ . При  $\Gamma_{\text{ж}} = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  и менее, что характерно для подавляющего большинства действующих градирен на промышленных предприятиях и ТЭЦ, интенсивное обледенение конструкций наблюдается уже при  $T_{\text{к}} = 12-14 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### **1.4. Методы интенсификации теплообменных процессов**

Методы интенсификации теплообмена в двухфазных потоках подразделяются на пассивные (не требующие непосредственных затрат извне), активные (которые требуют прямых затрат энергии от внешнего источника) и комбинированные [22,23].

К пассивным методам относятся: специальная физико-химическая обработка поверхностей; использование шероховатых и развитых поверхностей; применение элементов, конфигурация которых обеспечивает перемешивание и закручивание потока; воздействие на физические свойства среды. Активные методы включают в себя: механическое удаление пограничного слоя; вибрацию поверхности теплообмена; пульсацию потока жидкости; использование акустических и электростатических полей; вдув и отсос теплоносителя. Комбинированные методы предполагают использование двух (или более) из перечисленных приемов интенсификации теплообмена.

Деление методов интенсификации теплообмена на активные и пассивные представляет по существу искусственным, поскольку все без исключения методы интенсификации требуют дополнительных затрат энергии на прокачку теплоносителя [23].

Применение поверхности с регулярной шероховатостью значительно (до 2 раз) повышает интенсивность процессов тепломассопереноса [24,25].

Основные методы интенсификации теплообмена [26] сводятся к увеличению поверхности теплообмена (с помощью оребрения различной

конфигурации), гидродинамическому воздействию на поток (закручивание потока с помощью вставок различного типа, акустическое воздействие, создание шероховатости), механическому воздействию на поток (вибрация и вращение поверхности), электрическому и магнитному воздействию на поток.

Одним из эффективных методов интенсификации газо-жидкостных процессов химической технологии [27] является обеспечение движения жидкости в пленочном режиме.

Совершенствование конструкций насадок с пленочным режимом контактирования идет по пути турбулизации пленки стекающей жидкости. Особого внимания заслуживают те варианты конструкций регулярных насадок, где обеспечено постоянное перераспределение потоков контактирующих фаз между конструктивными элементами насадок, выравнивание профиля скоростей газа и жидкости по сечению аппаратов [28]. Предлагаемое направление интенсификации промышленных аппаратов подтверждает и наметившаяся тенденция к уменьшению высоты пакетов листов и высоты рулонов рулонной насадки, к использованию гофрированных, а также снабженных просечными отверстиями различной формы листовых материалов. Все это не только способствует турбулизации жидкостной пленки, но и улучшает распределение потоков фаз.

В последние годы для повышения эффективности охлаждения воды в градирнях широкое применение получили регулярные насадки [29-33].

При исследовании регулярной насадки [34], образованной чередованием плоских и гофрированных листов тонколистового алюминия, поверхность тепло- и массообмена состоит из множества каналов постоянной геометрической формы. Поскольку движение потоков воды и воздуха является организованным, аэродинамическое сопротивление слоя такой насадки невелико. При развитой поверхности контакта на единицу объема слоя это позволяет значительно сократить габаритные размеры аппаратов и интенсифицировать протекающие в них процессы.

Для турбулизации пленки жидкости и газового потока используют также регулярную пакетную гофрированную насадку, в которой пакет представляет собой архимедову спираль свернутую из двух лент гофрированных под косым углом и сложенных таким образом, что в результате пересечения гофров соседних лент образуются ячейки. Для турбулизации контактирующих фаз на вертикальных элементах выполняют горизонтальные и наклонные рифы, изготавливают вертикальные элементы из стеклоткани зажатой с обеих сторон

металлической сеткой из проволоки диаметром не более 0,6 мм, наносят на листовую сталь сеть царапин и просечек и т.д. [35].

Перспективными считают насадку ячеистого и капиллярного типа [36,37], отличающуюся развитыми поверхностями на единицу объема при сравнительно невысоких сопротивлениях потоку воздуха.

Орошаемая насадка аппарата для испарительного охлаждения воды [38] собрана из гофрированных пластмассовых пластин, разработанных в Московском институте типового и экспериментального проектирования [39]. Чтобы эти пластины не деформировались, максимальное значение температуры охлаждаемой горячей воды не должно превышать 45 °С. Интенсификация процесса охлаждения воды достигается благодаря волновому турбулентному движению пленки воды по гофрированной поверхности пластин.

Одной из наиболее перспективных в плане реализации способов интенсификации конструкций является [29, 35, 40] хордовая насадка, где само размещение элементов конструкции в пространстве предопределяет возможность использования этой конструкции в аппаратах любого поперечного сечения.

Широко распространенная в градирнях коксохимических производств хордовая насадка выполнена из поставленных на ребро досок, образующих решетки, укладываемые на расстоянии 20 мм с разворотом решеток на 45° или 90°. Помимо улучшения распределения фаз по сечению аппарата, а также способности быстро восстанавливать нарушенное распределение, хордовая насадка реализует одновременно два режима взаимодействия газа и жидкости: пленочный и брызговой. В зазорах между досками газ взаимодействует с нисходящими по боковым сторонам пленкам жидкости. При стекании последних с нижних ребер досок образуются струйки и капли жидкости, поверхность которых достаточно велика и вполне соизмерима с поверхностью пленок. При этом в пространстве между соседними решетками имеет место брызговой режим взаимодействия. На верхних ребрах элементов нижележащих решеток вновь образуются пленки и т.д. Столь частое образование и разрушение пленок в хордовой насадке способствует повышению ее эффективности, вследствие проявления входных и концевых эффектов. Кроме того турбулизации фаз и интенсификации массопереноса способствует многократное дросселирование газового потока по высоте, при расширении его в междурешеточном пространстве и сужении в зазорах между досками. Как видно, методы интенсификации теплообмена классифицируются в основном по способу их реализации [29].

Отметим, что увеличение конвективного теплового потока может быть достигнуто и без интенсификации теплообмена, при помощи простого развития увеличения поверхности контакта фаз. Однако простое развитие поверхности предполагает увеличение теплового потока посредством использования простых форм оребрения (например, трубные пучки с прямыми сплошными гладкими ребрами, ориентированными вдоль течения). Это типично экстенсивный метод увеличения теплового потока, который не имеет больших резервов для дальнейшего развития, так как уже сейчас достигнуты практически предельные значения коэффициента оребрения и КПД ребра [35].

Интенсификация теплообмена, наоборот, является интенсивным методом увеличения теплового потока, возможности которого далеко не исчерпаны, и может быть осуществлена посредством воздействия на микроструктуру или на микро- и макроструктуру потока.

Следует заметить, что методы интенсификации теплообмена чрезвычайно многообразны. Физический механизм процессов в некоторых случаях изучен пока недостаточно, или даже вообще не ясен. Поэтому любая систематизация по признаку механизма процесса будет неизбежно носить несколько схематичный характер. Кроме того, нередко интенсификация достигается за счет нескольких органически связанных основных и сопутствующих эффектов, действие которых отделить друг от друга практически невозможно. В этих условиях представляется логичным строить систематизацию по основным влияниям [40].

С учетом сказанного, под воздействием на микроструктуру потока будем, понимать турбулизацию пограничного слоя на межфазной поверхности газо-жидкостной среды и на поверхности насадочных элементов его разрушение, а под воздействием на микро- и макроструктуру потока – создание вторичных течений и изменение физических свойств жидкости. Турбулизация пограничного слоя на поверхности насадки может быть осуществлена посредством создания на поверхности искусственной шероховатости различного вида. В случае "песочной" шероховатости, осуществляется возмущение пристенной области течения, а в случае дискретной шероховатости (например выступов) – течение с локальными отрывами.

Более перспективной является вторая форма воздействия. Разрушение пограничного слоя может быть достигнуто с помощью разрывов поверхности, механического удаления и вращения поверхности. Это требует дополнительной энергии и практически в градирнях трудноосуществимо. Для разрыва поверхности пленки на насадке используются прерывистые или перфорированные ребра. Для этого в

градирнях используются полиэтиленовые гофротрубы. Недостатком в этом случае является плохая смачиваемость полиэтилена водой, что уменьшает поверхность контакта фаз.

Создание вторичных течений возможно с помощью обычно не объединенных с основной поверхностью вставок различного типа (например витых лент), которые перемешивают и закручивают поток; организации вдува-отсоса; наложения неоднородных полей давления с помощью специального профилирования поверхности. Акустическое воздействие реализуется посредством вибрации поверхности или жидкости, электрическое – наложением электростатического поля. Эти воздействия на поток пока не могут быть связаны с каким-либо определенным механизмом интенсификации, так как они создают совокупность разнородных эффектов, физическая природа которых не вполне ясна. Для увеличения конвективного теплового потока во всех рассмотренных случаях может быть применен достаточно простой реализуемый метод - увеличение скорости теплоносителя (воздуха).

Однако надо иметь в виду, что тепловой поток изменяется пропорционально скорости в первой степени, а мощность, затраченная на продвижение теплоносителя, - пропорционально скорости в кубе. То есть с увеличением скорости полезный эффект – интенсификация теплообмена водоохлаждения – будет достигаться все более дорогой ценой. Поэтому обычно выполняется целый ряд экспериментальных исследований вариантов контактных устройств, чтобы выбрать наиболее рациональный [41].

Такой путь характеризуется большими материальными затратами и сроками, а самое главное невозможностью выбора оптимальной конструкции, т.к. перебрать все допустимые варианты практически невозможно.

### **Литература к главе 1**

1. Николадзе Г.И. Водоснабжение. М.: Стройиздат, 1989.
2. Пономаренко В.С. О реконструкции вентиляторных градирен // Химическая промышленность. 1996. № 7. С. 45.
3. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. К вопросу эффективности брызгальных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1992. №2. С. 7.
4. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Оросители и водоуловители градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1994. №2. С. 7.

5. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергоатомиздат, 1987.
6. Пономаренко В.С. Технологическое оборудование градирен // Электрические станции. 1996. №11. С. 19-28.
7. Бергман Д. Испарительные градирни: современные конструкции и преимущества реконструкции // Энергетик: спецвыпуск. 2000. С.15-21.
8. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Пластмассовые водоуловители градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1994. №10. С. 8.
9. Абрамов Н.Н. Водоснабжение: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1982.
10. Kröger D.G. Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers. New York. 1998.
11. Киркор А.В., Мухортов В.Н. Вентиляторные градирни. Могилев, 2002.
12. Зеленцов В.В., Гермашев А.И., Колесник В.В., Орлик В.Н. Есть ли перспектива у эжекционных градирен? // Водоснабжение и санитарная техника. 2001. №5 С. 12-15.
13. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Условия применения эжекционных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 2001. №5 С. 15-16.
14. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1960.
15. Арефьев Ю.И., Спиридонова Н.В. Влияние высоты оросителя на его охлаждающую способность // Проектирование водоснабжения и канализации. Сер. 20. Вып. 3 (125). М.:ЦИНИ Госстроя СССР, 1979.
16. Пособие по проектированию градирен (к СНиП 2.04.02- 84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения.») // ВНИИ ВОДГЕО Госстроя СССР. М.: ЦИТП. 1989.
17. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Капельные оросители градирен // Системы водяного охлаждения технологического оборудования. М.: ВНИИ ВОДГЕО, 1991.
18. Арефьев Ю.И., Гладков В.А. Исследование уноса воды из вентиляторных градирен // Тр. координационных совещаний по гидротехнике. Л.: Энергия. 1977. Вып. 115.
19. Гладков В.А., Арефьев Ю.И. Исследование работы водоуловителей вентиляторных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1969. № 8.
20. А.с. 541115. Прибор для измерения влажности воздушного потока // Открытия. Изобретения. 1976. № 43.

21. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И., Казилин Е.Н. Опыт модернизации вентиляторной градирни // Водоснабжение и санитарная техника. 1996. №3.
22. Берглес А. Интенсификация теплообмена // Теплообмен. Достижения. Перспективы. Избранные тр. 6-й Междун. конф. по теплообмену. М.: Мир, 1981. Т. 6. С.145.
23. Киприков В.А. О классификации современных методов интенсификации конвективного теплообмена при вынужденном движении (без фазовых переходов) // Теор. основы хим. технол. 1991. Т.25. №1. С. 139-143.
24. Дорошенко А.В., Липа А.И., Сикорская Е.М. Рабочие характеристики регулярных насадок поперечноточных вентиляторных градирен // Холодильная техника. 1982. № 9.
25. Дорошенко А.В., Сикорская Е.М., Липа А.И. Тепломассообменные противо- и поперечноточные насадочные аппараты для холодильной техники. // Холодильная техника. 1985. № 12.
26. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. Л.: Судостроение, 1969.
27. Задорский В.М. Интенсификация газожидкостных процессов химической технологии. Киев: Техника, 1979.
28. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Моделирование и модернизация промышленных градирен // Тепломассообменные процессы и аппараты химической технологии: межвуз. темат. сб. науч. трудов. Казань: КГТУ. 2002. С. 170-177.
29. Hahnemann H.W. Stromungsuntersuchungen bei Gegenstrom von Rieselfilmen und Gas in lotrechten. Rohren VPI - Zeitschrift, 1961, P. 12.
30. Кокорин О.Я., Гоголин В.А. Методика расчета вентиляторных градирен с орошаемыми регулярными насадками // Холодильная техника. 1971. № 5.
31. Мартыновский В.С. Пленочная градирня с капиллярными насадками // Холодильная техника. 1960. № 3.
32. Кузнецова А.А. Пленочная градирня для малых холодильных установо. // Холодильная техника. 1964. № 1.
33. Spangemacher K. Losungsmoglichkeiten der Merckelschen Hauptgleichung zur Berechnung von Kühlturmen und Einspritzkühlern, BWK, 13, 1961, № 6, S. 273-275.
34. Дорошенко А.В., Хамуда Р.М. О процессах тепло- и массообмена в пленочных градирнях с регулярной насадкой // Холодильная техника. 1970. № 1.
35. Хоблер Т. Массопередача и абсорбция Л.: Химия, 1964.

- 36.Гладков В.А. Тепловой и аэродинамический расчеты градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1970. № 2.
- 37.Стефанов Е.В. Исследование аппарата с сетчатой насадкой // Холод и техника. 1966. № 12.
- 38.Кокорин О.Я., Рыбальченко Г.В. Аппарат ВИО-10 для испарительного охлаждения воды // Холодильная техника. 1988. № 9.
- 39.Поз М.Я. Контактные пластинчатые теплообменники для систем утилизации // Водоснабжение и санитарная техника. 1987. № 8.
- 40.Рамм В.М. Абсорбция газов. М.: Химия, 1976.
- 41.Кузнецова А.А. Интенсивная пленочная градирня с щелевой насадкой // Сборник науч. трудов. 1967. № 4.



## ГЛАВА 2

### МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН

#### 2.1. Методы расчета градирен

Значительный вклад в разработку методов расчета градирен внесен Ф. Меркелем, Б.В. Проскуряковым, Л.Д. Берманом, И. Лихтенштейном и другими авторами. Наиболее широкое распространение и общее признание в мире получил метод Меркеля. В данном разделе приведен в сжатом виде современный вариант вывода уравнений, описывающих процесс теплообмена в противоточных градирнях, применительно к практическим расчетам этих сооружений с учетом допущений, принятых Меркелем.

Баланс тепла, отдаваемого в градирне водой и воспринимаемого воздухом, представлен в следующем виде:

$$Q = C_{\text{ж}} [L_{\text{ж}} (T_{\text{жн}} - T_{\text{жк}}) + G_{\text{и}} T_{\text{жк}}] = G_{\text{г}} (I_{\text{к}} - I_{\text{н}}), \quad (2.1.)$$

где  $C_{\text{ж}}$  – удельная теплоемкость воды, Дж/кг К;  $L_{\text{ж}}$  – расход воды кг/с;  $G_{\text{и}}$  – количество испарившейся воды, кг/с;  $T_{\text{жн}}, T_{\text{жк}}$  – температуры на входе и на выходе из градирни, °С;  $G_{\text{г}}$  – расход воздуха, кг/с;  $I$  – удельная энтальпия воздуха, Дж/кг.

Материальный баланс (баланс влаги) определен равенством между количеством испарившейся жидкости и приращением влагосодержания воздуха [1]:

$$G_{\text{н}} = G_{\text{г}} (x_{\text{к}} - x_{\text{н}}). \quad (2.2)$$

где  $x_{\text{н}}, x_{\text{к}}$  – влагосодержания насыщенного воздуха на входе в градирню и выходе из нее, кг/кг.

При тепловом расчете градирен обычно заданы расходы и начальные параметры воды и воздуха, а конечные параметры  $T_{\text{к}}, I_{\text{к}}, x_{\text{к}}$  остаются неизвестными. Очевидно, что двух уравнений (2.1) и (2.2) для их определения недостаточно. Поэтому приходится обращаться к уравнениям, описывающим процесс теплообмена между водой и воздухом в насадке градирни. Они могут быть составлены лишь в дифференциальной форме, поскольку входящие в них параметры все время меняются по пути движения воды в насадке.

Для элементарного объема насадки  $dV$  высотой  $dh$  записывают

$$dQ = \alpha_v (T_{\text{ж}} - T_{\text{г}}) dV + I_{\text{п}} dL_{\text{ж}}, \quad (2.3)$$

где  $I_{\Pi} = C_{\text{ж}}T_{\text{жн}} + R_0$  – энтальпия пара при температуре воды  $T_{\text{жн}}$ ;  $R_0$  – удельная теплота парообразования, Дж/кг;  $T_{\Gamma}$  – температура воздуха, °С;  $\alpha_v$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>К.

В (2.3) первый член правой части – тепло, передаваемое в элементарном объеме насадки от воды к воздуху соприкосновением, а второй – тепло, передаваемое испарением.

Для определения количества испарившейся жидкости использовано выражение

$$dL_{\text{ж}} = \beta_{vx}(x'' - x)dV, \quad (2.4)$$

где  $\beta_{vx}$  – объемный коэффициент массоотдачи, кг/м<sup>3</sup>ч;  $x''$  – влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг.

Подставляя которое в (2.3), получено

$$dQ = \alpha_v(T_{\text{ж}} - T_{\Gamma})dV + I_{\Pi}\beta_{vx}(x'' - x)dV. \quad (2.5)$$

Полагают, что совместные процессы тепло- и массообмена протекают в градиенте при условиях, удовлетворяющих существованию аналогии между ними и, соответственно, соотношению Льюиса:

$$\alpha_v = \rho_{\Gamma} \cdot C_{\text{вл}} \cdot \beta_{vx} \cdot \left( \frac{Sc_{\Gamma}}{Pr_{\Gamma}} \right)^{0,5}, \quad (2.6)$$

где  $C_{\text{вл}}$  – теплоемкость влажного воздуха, Дж/кг К;  $Sc_{\Gamma}$  – число Шмидта;  $Pr_{\Gamma}$  –

число Прандтля. Для воздуха  $\left( \frac{Sc_{\Gamma}}{Pr_{\Gamma}} \right)^{0,5} = 1$ ;  $\rho_{\Gamma} \approx 1$  и тогда:

$$\frac{\alpha_v}{\beta_{vx}} = C_{\text{вл}}. \quad (2.7)$$

С учетом (2.7)

$$dQ = \beta_{xv} [C_{\text{вл}}(T_{\text{ж}} - T_{\Gamma}) + I_{\Pi}(x'' - x)]dV. \quad (2.8)$$

Уравнение (2.8) с учетом известных зависимостей, характеризующих свойства влажного воздуха:

$$C_{\text{вл}} = C_{\text{с.в.}} + C_{\Pi}x, \quad (2.9)$$

$$I_{\Pi} \approx C_{\Pi}T_{\text{ж}} + R_0, \quad (2.10)$$

$$I_{\text{к}}'' = C_{\text{с.в.}}T_{\text{ж}} + (R_0 + C_{\Pi}T_{\text{ж}})x_{\text{к}}'', \quad (2.11)$$

$$I_{\text{н}} = C_{\text{с.в.}}T_{\Gamma} + (R_0 + C_{\Pi}T_{\Gamma})x_{\text{н}}, \quad (2.12)$$

(где  $C_{\text{с.в.}}$ ,  $C_{\Pi}$  – теплоемкости сухого воздуха и водяного пара, Дж/кг К) приведено к виду

$$dQ = \beta_{vx}(I'' - I)dV \quad (2.13)$$

или

$$Q = \beta_{vx} \int_0^V (I'' - I) dV = \beta_{vx} \Delta I_{cp} V. \quad (2.14)$$

Левая часть (2.1) несколько упрощена путем ряда преобразований и представлена в виде

$$Q = \frac{1}{K} L_{ж} \Delta T C_{ж}, \quad (2.15)$$

где

$$K = 1 - \frac{C_{ж} T_{к}}{R_0}. \quad (2.16)$$

Из (2.14) и (2.15) следует

$$Q = \frac{1}{K} L_{ж} \Delta T C_{ж} = G_{\Gamma} (I_{к} - I_{н}) = \beta_{vx} \Delta I_{cp} V. \quad (2.17)$$

Для элементарного объема блока насадки  $dV$ , приняв с достаточной точностью  $K = \text{const}$ , записано:

$$dQ = \frac{1}{K} L_{ж} C_{ж} dT = G_{\Gamma} dI = \beta_{vx} (I'' - I) dV. \quad (2.18)$$

Из уравнений (2.17) и (2.18) получены формулы для подсчета объема блока насадки:

$$V = \frac{L_{ж} \Delta T_{ж} C_{ж}}{K \beta_{vx} \Delta I_{cp}}, \quad (2.19)$$

$$V = \frac{G_{\Gamma}}{\beta_{vx}} \int_{I_{н}}^{I_{к}} \frac{dI}{I'' - I}, \quad (2.20)$$

$$V = \frac{L_{ж} C_{ж}}{K \beta_{vx}} \int_{T_{жк}}^{T_{жн}} \frac{dT}{I'' - I}. \quad (2.21)$$

При этом  $\Delta I_{cp}$  рассчитан как:

$$\Delta I_{cp} = \frac{\Delta T}{\int_{T_{жк}}^{T_{жн}} \frac{dT}{(I'' - I)}}, \quad (2.22)$$

$$\Delta I_{cp} = \frac{I_{к} - I_{н}}{\int_{I_{к}}^{I_{н}} \frac{dI}{(I'' - I)}}, \quad (2.23)$$

$$\Delta I_{\text{ср}} = \frac{\Delta T_{\text{ж}} C_{\text{ж}}}{K \lambda \int_{I_{\text{к}}}^{I_{\text{н}}} \frac{dI}{(I'' - I)}}. \quad (2.24)$$

В расчетные формулы (2.19)–(2.21) для определения объема блока насадки градирни входит объемный коэффициент массоотдачи  $\beta_{\text{vx}}$ , значение которого на сегодняшний день теоретическим путем определить затруднительно из-за неизвестной площади поверхности контакта воды с воздухом в этом объеме. Поэтому  $\beta_{\text{vx}}$  находят экспериментально для каждого типа насадки. Расчеты его значения произведены, исходя из уравнения (2.18), по формуле

$$\beta_{\text{vx}} = \frac{L_{\text{ж}} \Delta T_{\text{ж}} C_{\text{ж}}}{K \Delta I_{\text{ср}} V}, \quad (2.25)$$

в которую подставлены результаты измерений параметров работы и размеров градирни (блоков насадки) [1].

Однако значения  $\beta_{\text{vx}}$ , подсчитанные по (2.25), действительны только для заданной конкретной градирни, работающих в тех условиях, при которых производились измерения входящих в эту формулу параметров, и не могут быть перенесены ни на другие градирни (блоки насадки), ни на другие условия их работы. Следовательно, весьма затруднено и сопоставление различных насадок. По значениям коэффициентов  $\beta_{\text{vx}}$  насадку можно сопоставлять только при одинаковых геометрических размерах, условиях и режимах работы. Чтобы результаты испытаний насадки можно было переносить на другие условия и сопоставлять с результатами испытаний других их типов и конструкций, необходимо иметь соответствующие критерии, причем лучше в безразмерном виде.

Первые экспериментальные попытки установления таких критериев были выполнены Лихтенштейном в 1943 г. В результате многолетних исследований различных авторов и организаций, отечественных и зарубежных стало к настоящему времени общепринятым в мировой практике представлять экспериментальные данные в виде графика зависимости

$$\frac{\beta_{\text{vx}}}{\Gamma_{\text{ж}}} = f(\lambda), \quad (2.26)$$

где  $\Gamma_{\text{ж}}$  – расход воды, кг/ч,  $\lambda = \frac{G}{L_{\text{ж}}}$ ;  $G$  – расход воздуха, кг/ч.

Этот график в логарифмических координатах представляет собой прямую линию, аналитическое выражение которой

$$\beta_{vx} = A\lambda^m \Gamma_{ж}. \quad (2.27)$$

Уравнение (2.27) показывает зависимость коэффициента массоотдачи  $\beta_{vx}$  от соотношения масс взаимодействующих воды и воздуха, а также от конструктивных особенностей блока насадки [1].

В нашей стране на тепловых и атомных электростанциях до настоящего времени эксплуатируются башенные градирни, построенные в 1960-1975 гг.

В 70-х годах выпущены технические указания ВСН 17-67 [2], в которых аэродинамические расчеты башенных градирен рекомендуются производить по прилагаемым к ним графикам, составленным на основании лабораторных экспериментальных исследований на моделях башенных градирен площадью орошения 500-3000 м<sup>2</sup>. По графикам определяется общий коэффициент аэродинамического сопротивления градирни  $\xi_{общ}$  и его зависимость от площади (высоты) воздухоподводящих окон и коэффициентов сопротивления оросительного устройства (конструкция оросителя и плотности орошения). Опыт применения графиков показал, что получаемые с их помощью величины  $\xi_{общ}$ , используемые в аэродинамических и тепловых расчетах реконструируемых и строящихся градирен, в основном соответствуют действительному сопротивлению. Вместе с тем пользование графиками выявило и некоторые недостатки:

- невозможность применения ЭВМ для определения  $\xi_{общ}$  при проведении технологических расчетов градирен;
- трудность определения промежуточных величин между линиями, особенно в нижней части графиков, которая и является в основном рабочей;
- в графиках учитывается влияние плотности орошения на  $\xi_{общ}$  только в зависимости от конструкции оросителя  $K_{ор}$ , и не принимается во внимание сопротивление, оказываемое потоку воздуха в пространстве и в зоне расположения водораспределительной системы;
- не учитывается сопротивление водоуловителей;
- в градирнях, для которых составлены графики, система водораспределения лотковая.

Более поздние лабораторные и теоретические исследования аэродинамики башенных градирен, выполненные во ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, во многом подтверждают отмеченные недостатки расчета по ВСН 14-67, но не содержат нормативных рекомендаций [4].

На базе накопленных за последние годы данных разработана методика определения общего коэффициента сопротивления реконструируемых башенных градирен, которая лежит в основе их аэродинамического расчета

[4]. Полное аэродинамическое сопротивление градирни представлено как сумма сопротивлений ее отдельных элементов:

$$Z' = (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) \frac{\rho W_G^2}{2g} \quad (2.28)$$

где  $Z'$  – общее аэродинамическое сопротивление градирни, мм вод. ст. ( $\text{кг}/\text{м}^2$ );  $\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n$  – коэффициенты сопротивлений элементов градирни по пути движения воздуха в ней;  $W_G$  – средняя скорость движения воздуха в свободном сечении оросителя, м/с;  $\rho$  – плотность входящего в градирню воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  – ускорение силы тяжести,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

В уравнении (2.28) пренебрегается взаимовлиянием элементов градирни на сопротивление друг друга, что оказалось на практике вполне приемлемым при инженерных расчетах. В этом случае очень важно так разделить градирню на составные части (элементы), чтобы значение каждого сопротивления в формуле (2.28) можно было удобно и достоверно измерить.

Преимущество разработанной методики по сравнению с ранее применявшейся подтверждено примерами. Предлагаемая методика представляет собой дальнейшее развитие теории расчета охладителей оборотной воды с возможностью применения современной вычислительной техники.

Основой при проектировании и реконструкции градирен, а также при привязке типовых проектов к конкретным условиям и требованиям является тепловой расчет. В виду сложности процессов тепломассообмена в градирнях, тепловой расчет долгое время основывался на эмпирических графиках охлаждения. Эти графики охлаждения, как правило, могут быть использованы лишь для тех типов и конструкций градирен, по которым получены данные натурных испытаний положенных в основу построения графиков. При этом необходимо учитывать, чтобы скорость движения воздуха в насадке, высота блока насадки, форма и размеры его элементов соответствовали параметрам градирен, по испытаниям которых составлены графики. Таким образом, эмпирические графики охлаждения могут быть использованы только для привязки существующих проектов градирен к местным условиям.

Родоначальниками теоретических подходов к тепловому расчету градирен являются Л.Д. Берман и Б.В. Проскураков. Метод теплового расчета, разработанный Л.Д. Берманом дает возможность непосредственно определять конечные значения искомых величин, состояние воздуха и температуры воды на основе приближенного решения основных уравнений теплового баланса [5].

Метод Б.В. Проскурякова основан на приближенном интегрировании уравнения теплового баланса, где искомые величины определяются последовательно по сечениям блока насадки. Для замыкания дифференциальных уравнений используются эмпирические формулы для определения коэффициентов массо- и теплоотдачи, имеющие узкий диапазон применения, а также приближенные способы нахождения средней разности теплосодержаний.

Тепловой расчет в градирнях с вынужденной тягой начинается с определения отношения массовых расходов воды и воздуха по заданным условиям по охлаждению и для выбранного типа насадки. После определения отношения между расходами воды, можно уточнить расход воздуха. Затем выбирается площадь сечения насадки, перпендикулярной направлению потока воздуха, и числа вентиляторов, которые будут нагнетать воздух в градирню [6].

Эмпирический метод, основанный на закономерностях испарительного охлаждения, позволяет провести качественный анализ процессов в градирнях, и выбрать из известных типов насадочных контактных устройств наиболее подходящие для заданных условий. Ограничения этого подхода заключаются в узком интервале применения эмпирических формул и невозможности выбора оптимальной конструкции и технологического режима.

Номограмма для расчета противоточных градирен с насадочным блоком, по которой в соответствии с типом насадки и выбирается коэффициент массоотдачи приведена в работе [7].

Степень совершенства процессов тепло- и массообмена в испарительном водоохладителе обычно характеризуется величиной температурного коэффициента [8] (тепловой КПД):

$$E_{\text{ж}} = \frac{T_{\text{н}} - T_{\text{к}}}{T_{\text{н}} - t_{\text{м.т.н.}}} \cdot 100 \% , \quad (2.29)$$

$t_{\text{м.т.н.}}$  – температура мокрого термометра на входе в градирню (теоретический предел охлаждения жидкости).

Для определения степени совершенства процессов в градирнях была предложена зависимость, отличающаяся от приведенной выше заменой температур воды соответствующими энтальпиями воздуха [9-13], а также ряд аналогичных по структуре коэффициентов, определяемых более сложно. Однако на практике пользуются преимущественно температурным коэффициентом  $E_{\text{ж}}$ .

## 2.1. Моделирование тепломассообменных процессов в градирнях

В.М. Брауном [14] предложена графическая интерпретация модели на  $i-t$  диаграмме и рассчитана номограмма, позволяющая находить значения относительного минимального расхода воздуха в зависимости от температуры воды на входе в аппарат и температуры мокрого термометра поступающего воздуха.

Подобная методика используется [15] для определения максимального относительного расхода воды при заданной температуре ее охлаждения.

При анализе процессов испарительного охлаждения в градирне используется модель «идеальной» противоточной градирни [15], характеризующаяся условиями термодинамического равновесия на нижнем и верхнем концах аппарата.

Меркель [16] предложил уравнение, в котором в качестве обобщенной движущей силы процесса испарительного охлаждения воды принимается разность энтальпий влажного воздуха на поверхности пленки воды и в ядре потока.

Из существующих способов определения величины среднего перепада энтальпии наиболее простым и вместе с тем обеспечивающим достаточно высокую точность является способ, предложенный Л.Д. Берманом [17-19].

Различными авторами [20-23] предлагается также ряд методов численного интегрирования системы дифференциальных уравнений тепломассообмена, однако попытки аналитического решения этих уравнений связанные с введением некоторых упрощений значительно уменьшают точность расчета и ненамного упрощают задачу.

Эффективность процесса охлаждения оборотной воды в градирне значительно зависит от структуры потока жидкой и газовой фаз. При математическом моделировании структуры потоков широко используют модели идеального вытеснения, идеального смешения, диффузионную и ячеечную модели [23-26].

Эти модели получают в результате упрощения полного математического описания процессов переноса импульса, массы и энергии (тепла) используются математические следствия законов сохранения в дифференциальном виде.

Исследованию и моделированию структуры потока в насадке посвящены многочисленные работы различных авторов [24-29].

Согласно, метода гидродинамического моделирования [26, 29-34], изучение гидродинамики потока проводят в аппаратах натурального



диаметра, но меньшей высоты. Исследование эффективности и отработку конструкции устройства проводят в два этапа, исключая все промежуточные: на лабораторном аппарате и гидродинамическом стенде.

Основной недостаток такого подхода заключается в необходимости построения модели натурального масштаба (диаметром 22 м), характеризуется сложностью проведения гидродинамического исследования и, что особенно ограничивает широкое использование этого метода - невозможность анализа множества вариантов и выбора оптимальной конструкции градирни.

Применение метода сопряженного физического и математического моделирования рассматривалось при описании процессов в барботажных тарельчатых колоннах [35-37] в насадочных колоннах [38,39], в жидкостных колонных экстракторах [40], в аппаратах с перемешивающими устройствами [41], в теплообменных аппаратах [42-44].

Справедливости аналогии между тепло- и массообменом и соотношением Льюиса для градирен посвящены многочисленные работы [45-63]. Причиной отклонений от соотношения может быть частичная конденсация пара, образовавшегося при испарении при испарении жидкости и проникшего в насыщенный влажный воздух с температурой, меньше температуры на поверхности раздела фаз. Причиной полученных при таких условиях отклонений является - несоответствие принятой методики обработки опытных данных действительным условиям протекания исследовавшихся процессов [52-55].

На неправомочность применения в ряде случаев методики нахождения среднелогарифмических значений коэффициентов тепло- и массообмена с условиями опытов указывалось в работах [55-59]

Анализ большого числа экспериментальных и теоретических данных [45-53] подтверждает, что соотношение Льюиса справедливо.

Существенное нарушение аналогии может возникать при значении параметра  $x$ , выходящего за указанные выше пределы. Также могут сказываться на опытных значениях  $\alpha/\beta$  погрешности измерений или неполное смачивание насадки [55].

Модель гидродинамики двухфазного газожидкостного потока в градирне, построенная на основе закона фильтрации Дарси, предложена в работе [64]. Известно, что данный закон справедлив при не очень быстром движении потока ( $Re < 5$ ).

Полуэмпирический подход, основанный на решении системы уравнений диффузионной модели, уравнений теплового и материального баланса рассматривается в работах [65-73]. Отличие от известных подходов

заключается в том, что уравнения диффузионной модели записываются по определенным областям с различными расходами фаз. В работах получено математическое описание тепломассообмена в градирнях с учетом неравномерности распределения фаз, порозности и высоты насадки.

Выполнено моделирование работы градирни при различных расходах, учитывая неравномерность укладки блоков оросителей и распределения потоков [74]. Недостатком диффузионной модели, применяемой для описания процесса испарительного охлаждения в вентиляционной градирне с учетом неравномерности потоков, является необходимость определения параметров модели из эксперимента.

Построенная математическая модель процесса охлаждения воды в градирнях с распылительными форсунками [75] и разработанное программное обеспечение позволяет проводить детальный анализ указанного процесса с целью интенсификации работы существующего оборудования либо расчета исходных данных для проектирования нового аппаратного оформления процесса.

По предложенному итерационному алгоритму расчета испарительного охлаждения капель и пленок воды в градирне [76] проведено сравнение результатов теоретического расчета с экспериментальными данными и найдено, что эффективный радиус капель  $\sim 3 \cdot 10^{-4}$  м. Показано, что роль пленочного охлаждения составляет не менее 70% от общего падения температуры охлаждаемой воды в градирне.

При моделировании двухфазных потоков существует подход, основанный на составлении макроскопического баланса на основе осреднения локальных однофазных уравнений сохранения и условий сопряжения на границе. В соответствии с двухжидкостной моделью [77,78] уравнения сохранения массы, импульса и тепла записываются для каждой фазы. Поскольку макроскопическое поле в фазах не является независимой от другой фазы, то в уравнения переноса вводят источники члены, учитывающие перенос массы, импульса и тепла через межфазную поверхность.

Наиболее сложным при составлении двухжидкостной модели (*two-fluid model*) является определение источников членов. Трудность заключается в сложном движении и геометрии межфазной поверхности. При этом источники члены необходимо выразить через макроскопически определенные переменные.

При выводе уравнений сохранения, соответствующих двухжидкостной модели, применяют различные усредняющие методики. Нигматуллин [79] обосновал объемное усреднение через множество уравнений баланса,

которые составлены с использованием концепции усредняющего объема (ячейки). Delhaye [80] разработал методику пространственно-временного усреднения для одномерных двухфазных потоков. Drew и Lahey [81] разработали трехмерную двухжидкостную модель комбинируя пространственное и временное усреднение. Методика усреднения многофазных потоков наиболее строго сформулирована в работах [82,83].

Источниковые члены в двухжидкостной модели появляются в результате осреднения локальных уравнений переноса массы, импульса и энергии [84].

Применение модели многоскоростного континуума для описания процессов переноса импульса, массы и тепла в промышленных градирнях с целью определения эффективности теплообмена с учетом неравномерности распределения воздушного потока описывается в работах [85-90]. Подробнее этот метод моделирования рассмотрен в 4 главе.

В результате оценки оптимальной структуры вихревых течений [91], при которой достигается дополнительное понижение температуры оборотной тепловой воды, идущей от турбины электростанций для охлаждения получены эпюры картины линий тока в модельной градирне и значение теплового КПД в зависимости от соотношения расходов воды и воздуха. Установлено, что при вихревом течении в градирне снижение удельного расхода топлива на выработку 1 МВт электроэнергии составляет 5-6 т./сут.

В работе [92] рассмотрены вопросы использования современных оросителей в башенных пленочных градирнях. Предложена методика расчета градирни и представлены результаты ее расчета для различных условий. Разработана программа на языке *QBASIK* теплового расчета башенной градирни. Но для использования приведенной методики в реальных расчетах необходимо предварительное определение коэффициентов теплообмена для конкретных конструкций оросителей. Такие данные могут быть получены только опытным путем.

Следует отметить, что при проектном расчете градирен рекомендуется [93-95] исходить из среднесуточных значений температуры и влажности атмосферного воздуха в летние месяцы по многолетним наблюдениям.

На основании экспериментальных измерений тепловой эффективности натурной градирни при малой гидравлической нагрузке [96], слабом ветре и разработанной математической модели испарительного охлаждения [76] предложен способ определения гидравлического сопротивления башенной испарительной градирни. Экспериментально обнаружено, что течение воздуха в верхней части подоросительного пространства градирни является

возвратно-вихревым. Показано, что в подоросительном пространстве градирни должна существовать застойная зона, приводящая к ухудшению испарительного охлаждения на щитах оросительного устройства, и сделана оценка ее размера. В настоящее время ведется разработка экспериментальной методики определения застойной зоны и предложен ряд инженерных способов уменьшения ее размеров [97,98].

Экспериментально было доказано, что аэродинамика входа градирни [99] оказывает существенное влияние на эффективность ее работы, в том числе и через воздействие приземного ветра [100,101].

Для капельной противоточной вентиляторной градирни разработана одномерная математическая модель [102-104], представляющая собой краевую задачу для системы обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих взаимосвязанные теплообменные процессы и динамику падения капель. Приведены качественные оценки для перепада температуры капель воды и тепловой эффективности капельной вентиляторной градирни. В зависимости от радиуса капель при прочих равных условиях существует предельная высота вентиляторной градирни, при которой достигается максимальное значение к.п.д. Определена зависимость теплового к.п.д. капельной градирни от отношения массовых расходов воды и воздуха. Показано, что средний радиус капель сильно влияет на эффективность работы градирни.

Можно сделать вывод [24, 27, 28], что оптимальный способ проектирования промышленных аппаратов, сокращающий затраты, сроки разработки и внедрения, возможен только на пути отказа от промежуточных этапов исследования. Отработку конструкции, исходя из требования технического задания, целесообразно проводить на лабораторных макетах (характерных областях), а для масштабного перехода к промышленному аппарату использовать методы математического моделирования с использованием фундаментальных законов сохранения.

## **Литература к главе 2**

1. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий. М.: Энергоатомиздат, 1998.
2. ВСН 14-67. Технические указания по расчету и проектированию башенных противоточных градирен для тепловых и промышленных предприятий / Минэнерго СССР. Л.: Энергия, 1971.

3. Сухов Е.А. Гидроаэродинамические исследования башенных градирен и их элементов // Изв. ВНИИГ им. Е.А. Веденеева. Ч. II. Гидравлика. Т. 230. СПб, 1997.
4. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Технологические расчеты башенных градирен // Водоснабжения и санитарная техника. 2000. № 7. С. 17-20.
5. Проскуряков Б.В. Теория термического режима пленочной градирни // Известия НИИГ. Т.16. 1935. С. 112.
6. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. / Пер. с англ. Под ред. О.Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987.
7. Алексеев В.П., Пономарева Э.Д., Дорошенко А.В. Номограмма для расчета противоточных градирен // Холодильная техника. 1970. № 12.
8. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М. Госэнергоиздат, 1960.
9. London A., Mason W., Boelter L. Performance characteristics of a mechanically induced draft counterflow packed cooling towers, TRANS ASME, V. 62, 1940, No.
10. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. М.: Энергия, 1967.
11. Алексеев В.П., Браун В.М. К определению среднего перепада энтальпий при расчете градирен и мокрых кондиционеров // Холодильная техника. 1968. № 6.
12. Алексеев В.П., Браун В.М. О степени совершенства процесса испарительного охлаждения воды // Холодильная техника. 1972. № 7.
13. Сикорская Е.М., Дорошенко А.В., Липа А.И. Интенсификация процессов тепломассопереноса в контактных воздухоохладителях и вентиляторных градирнях // Холодильная техника. 1988, №8. С. 28-33.
14. Браун В.М. О степени совершенства процессов испарительного охлаждения воды: Дис... канд. техн. наук. 1982.
15. Baker D., Shryock H. A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance, "J. of Heat Transfer", TRANS ASME, Ser C, V. 83, 1961, No. 3.
16. Merkel F., Verdunstungskühlung, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieur-Wesens, Heft 2, 75, Berlin, 1925.
17. Берман Л.Д. Упрощение теплового расчета градирен // Известия ВТИ. 1941. №2.
18. Берман Л.Д. Определение средней разности энтальпий воздуха при расчете градирен и мокрых кондиционеров // Холодильная техника. 1960. № 5.

- 19.Берман Л.Д. Упрощенный метод теплового расчета градирен // Тепловое хозяйство. 1938, № 11 с. 34.
- 20.Самохин А.Б. Численные методы программирования на ФОРТРАНе для персонального компьютера. М. 1996.
- 21.Фарфаровский Б.С., Фарфаровский В.Б. Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций. Л.: Энергия, 1972.
22. Кучеренко Д.И., Гладков В.А. Обратное водоснабжение (Системы водяного охлаждения). М.: Стройиздат, 1980.
23. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, Ч.1. 1995.
- 24.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ. Казань: Изд-во Казанского ун-та. 1993.
- 25.Кафаров В.В. Основы массопередачи. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1979 г.
- 26.Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования / Розен А.М., Мартюшин Е.И., Олевский В.М. и др.; Под ред. А.М. Розена. М.: Химия, 1980.
- 27.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета // Теоретические основы химической технологии. 1993. Т.27. №1. С. 38-47.
- 28.Лаптев А.Г. Моделирование элементарных актов переноса в двухфазных средах и определение эффективности массо- и теплообмена в промышленных колонных аппаратах.: Дис... д-ра техн. наук. Казань: КХТИ, 1995.
- 29.Павлов В.П., Матюшин Е.И. Масштабный переход от лабораторных и опытных исследований к производству // Химическая промышленность. 1995. № 8. С. 497-501.
30. Александров И.А. Ректификационные и абсорбционные аппараты. М.-Л.,Химия 1965.
- 31.Palmer Murray. Scale modelling of frow problems // Chem. Eng. (Gr. Drit.) 1986. 421. P.28-30.
- 32.Franz K., Borner Th., Joachim H., Burchholz R. Flow structures in bubble columns // Ger. Chem. Eng. 1993. V.20. P. 57 – 63.
- 33.Geary Nicholas, Rice Richard. Circulation and scalt-up in bubble columns //AIChE Journal. 1992. V.38. P. 76 - 82.

- 34.Алексеев Ю.И., Мясищев Ю.Г. Использование результатов исследования тепло- и массообмена в промышленных ректификационных аппаратах при учете масштабного эффекта // Теплообмен – VI: Материалы к IV Всесоюзн. конф. по теплообмену. Минск. 1980. Т.5. С. 10-16.
- 35.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Данилов В.А. Повышение эффективности процессов разделения в массообменных тарельчатых колоннах // Изв. Вузов: Химия и химическая технология. 1992. Т.35. №11. С. 120-124.
- 36.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Определение эффективности массообменных устройств на основе сопряженного физического и математического моделирования // Теоретические основы химической технологии. 1992. Т. 26. № 1. С.33-42.
- 37.Лаптев А.Г., Минеев Н.Г. Мальковский П.А. Проектирование и модернизация аппаратов разделения в нефте- и газопереработке. Казань: Печатный двор, 2002.
- 38.Лаптев А.Г., Дьяконов С.Г. Математическое моделирование процессов массо- и теплоотдачи в газовой фазе насадочных колонн // Химическая промышленность. 1993. № 6. С. 48-51.
- 39.Лаптев А.Г., Данилов В.А. Моделирование процесса хемосорбции в насадочной колонне // Химическая промышленность. 1998. № 1. С.23-26.
- 40.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Зайкова О.В. Математическое моделирование массопереноса в промышленных экстракторах на основе исследования лабораторного макета // Изв. Вузов: Химия и химическая технология. 1994. Т.37. № 3. С.98-104.
- 41.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Зайкова О.В. Математическое моделирование теплоотдачи при перемешивании двухфазных сред // Журнал прикладной химии. 1993. Т. 66, № 3. С.531-536.
- 42.Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Данилов В.А. Проектирование промышленных теплообменных аппаратов на основе сопряженного физического и математического моделирования // Двухфазный поток в энергетических машинах и аппаратах: Тез. докл. VIII Всесоюзной конф. Ленинград. 1990. Т. III. С.546.
- 43.Лаптев А.Г., Елизаров В.И., Дьяконов С.Г. Математическое моделирование теплоотдачи в закрученных потоках // Тепло- и массообмен в химической технологии: Межвуз. тематич. сб. науч. трудов. Казань: КХТИ. 1991. С. 397.

44. Лаптев А.Г., Елизаров В.И., Дьяконов С.Г. Математическое моделирование теплоотдачи при турбулентном обтекании пучков труб // Теплоэнергетика. 1992. №12. С. 526.
45. Lewis W.K. The evaporation of a liquid into gas.-“Transactions ASME”, 1922, Vol. 44, P. 329.
46. Ackermann G. Das lewissche Gesetz fur das Zusammenwirken von Wärmeübergang und Verdunstung. // Forschung Ing. Wes. 1934. Bd. 5. Nr. 2. S. 95-100.
47. Берман Л.Д. К определению коэффициента массоотдачи при расчете конденсации пара, содержащего примесь воздуха // Теплоэнергетика. 1969. № 10. С. 68-71.
48. Берман Л.Д. Обобщение опытных данных по тепло- и массообмену при конденсации пара в присутствии не конденсирующих газов // Теплофизика высоких температур. 1972 №3. С. 587-594.
49. Берман Л.Д. Определение коэффициентов массо- и теплоотдачи при расчете конденсации пара, из парогазовой смеси // Теплоэнергетика. 1972. № 11. С. 52-55.
50. Бобе Л.С., Малышев Д.Д. К расчету конденсации пара при поперечном обтекании труб парогазовой смесью // Теплоэнергетика. 1971. № 12, С. 84-86.
51. Бобе Л.С., Солоухин В.А. Тепло- и массообмен при конденсации пара из парогазовой смеси при турбулентном течении внутри трубы // Теплоэнергетика. 1972. № 9. С. 27-30.
52. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение жидкости при малых расходах и высоких начальных влажностях воздуха // Известия ВТИ. 1940. № 10-11. С. 17-23.
53. W.D. Bavon Wolfersdorff. Gleichzeitiger Wärme-und Stoffübergang im Kühlturm. // Chemie-Ing.-Technik. 1973. Bd. 45. Nr. 6. P. 357-362.
54. Сухов Е.А., Гельфанд Р.Е. Определение коэффициентов тепло- и массоотдачи оросительных устройств градирен по опытным данным // Известия ВНИИГ. 1971. Т. 96. С. 256-262.
55. Гоголин А.А. Причины несоблюдения отношения Льюиса для мокрых кондиционеров // Холодильная техника. 1960. № 1. С. 20-24.
56. Гоголин А.А. О применении уравнения Льюиса при расчете поверхностных воздухоохладителей // Холодильная техника. 1962. №5. С. 47-51.
57. Берман Л.Д. Вопросы теплового расчета башенных градирен // Теплоэнергетика. 1966. № 3. С. 87-91.



58. Berman L.D. Untersuchung der Wasserkühlung in Kühltürmen. // Luft- und Kältetechnik. Jhg. 3. 1967. Nr. 5. S. 194-198.
59. Куличенко В.А. Об отношении Льюиса в современных процессах тепло- и массообмена // Труды Николаевского кораблестроительного института. Вып. 51, 1972. С. 52-57.
- 60.. Кефер В.Н., Черниченко В.К. Об отношении Льюиса для мокрых шахтных воздухоохладителей // Холодильная техника. 1961. №2. С. 63-64.
61. Карпис Е.Е. Изменение отношения Льюиса для политропических процессов в форсуночных камерах // Кондиционирование воздуха: Сб. ВНИИСТ. 1963. № 15.
62. Кокорин О.Я. Особенности процессов тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха и воды // Кондиционирование воздуха: Сб. ВНИИСТ. 1966. № 18, С. 14-25.
63. Берман Л.Д. О справедливости аналогии между тепло- и массообменом и соотношения Льюиса для кондиционеров и градирен // Холодильная техника. 1974. №2.
64. Федяев В.Л. Модернизация теплотехнического оборудования на основе методов математического моделирования: Дис... д-ра техн. наук. Казань: КГТУ (КАИ), 2001.
65. Лаптев А.Г., Данилов В. А., Вишнякова И.В. Математическое моделирование профиля температуры в вентиляторной градирне // Массообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. темат. сб. науч. трудов. Казань: КГТУ. 1997. С.47-54.
66. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Математическое моделирование профиля температуры в вентиляторной градирне // Математические методы в химии и химической технологии: Тез. докл. междунар. конф. Новомосковск. 1997. Т2. С. 28-29.
67. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды и реконструкция промышленных градирен // Тез. докл. Всероссийская научн. конф. "Тепло- и массообмен в хим. технол". Казань. 2000. С.160.
68. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Применение системы AutoCAD 14 для проектирования водоохладительных устройств (градирен) // Совершенствование подготовки учащихся и студентов в области графики, конструирования и стандартизации: Межвузовский научно-методический сборник. Саратов. 1999. С. 93-96.
69. Данилов В.А., Лаптев А.Г., Вишнякова И.В. Математическая модель процесса испарительного охлаждения воды в градирне с учетом

- неравномерности распределения фаз // Научная сессия. Казань: КГТУ. 2000. С. 80.
70. Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды и реконструкция промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань: КГТУ, 2000.
71. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Расчет теплового КПД градирни с учетом неравномерности распределения фаз // Нефтехимия-99: Тез. докл. V междунар. науч. конф. Нижнекамск. 1999. Т.2. С.172.
72. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Определение кинетических характеристик градирни // ММХТ-ХI: Тез. докл. ХI междунар. науч. конф. Владимир. 1998. Т. 3. С.10.
73. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды в вентиляторной градирне // Математические методы в технике и технологиях (ММТТ- 14): Тез. докл. 14-й Междунар. науч. конф. Смоленск. 2001. Т.1. С. 140-141.
74. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М. Госэнергоиздат, 1960.
75. Комелик В.В., Орлик В.Н., Зеленцов В.В., Гермашев А.И. Математическая модель процесса охлаждения воды в градирнях с распылительными форсунками // Химическая промышленность, 2001. №3. С. 51-56.
76. Петручик А.И., Солодухин А.Д., Фисенко С.П. Математическое моделирование охлаждения капельных и пленочных течений воды в башенных испарительных градирнях // ИФЖ. 2001. Т.74. №1. С.45-49.
77. Deen N.G., Solberg T., Hjertager B.H. Numerical Simulation of the Gas-Liquid Flow in a Cross-sectioned Bubble Column // 14th Int. Congr. of Chem. and Process Eng. Praha, Aug. 27. 2000. P. 1-18.
78. Hewitt G.F. et al., Multiphase science and technology // Washington-N.J.-London, Hemisphere Publishing Corporation., 1987.
79. Нигматуллин Р.И. Динамика многофазных сред. М.: Наука, 1987.
80. Delhaye J. Instantaneous space-averaged equations. In: Kakac, Veziroglu (Ed.). Two-phase Flows and Heat Transfer, 1976. V.1. Hemisphere. New York. P.81-90.
81. Drew D.A., Lahey R.T. Application of general constitutive principles to the derivation of multidimensional two-phase flow equations // International Journal of Multiphase Flow. 1989. №5. P.243-263.
82. Buyevich Y.A. The stress system in a suspension of force-free particles // Journal of Fluid Mechanics. 1971. №42. P.545-570.

83. Batchelor G.K. Statistical hydrodynamics of dispersed systems // Journal of Fluid Mechanics. 1970. № 49 P. 489-507.
84. Ishii, M., Mishima, K., 1984. Two-Fluid model and hydrodynamic constitutive relations // Nuclear Engineering and Design. 82. P. 107-126.
85. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне // Тез. докл. Третий форум молодых ученых и специалистов. Казань. 2001. С. 15.
86. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель охлаждения воды в градирне // Аспирантско-магистерский научный семинар: Тез. Докладов. Казань: КГЭУ. 2001. С. 9-10.
87. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2001. №11-12. С. 113-122.
88. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процессов переноса в насадочном слое // Математические методы в технике и технологиях» (ММТТ-15): Сборник трудов XV Междунар. науч. конференции. Тамбов. 2002. Т10. С.80-81.
89. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса охлаждения воды в насадочном слое // Третья Российская национальная конференция по теплообмену: Тез. докл. Москва. 2002. С. 86-89.
90. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Моделирование тепломассообменных процессов в градирнях // Материалы докл. Всероссийской школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. Академика РАН В.Е. Алемасова. 2002. С. 9-10.
91. Гусинская Н.В., Нигматуллин Р.Н. Тепловая эффективность испарительных градирен башенного типа // Теплоэнергетика. 2001. №8. С. 68-71.
92. Назмеев Ю.Г., Кумиров Б.А., Конахина И.А., Цыганов Е.В. Математическая модель башенной градирни // Мат. Докл. Итоговой науч. конф. проф.-препод. состава КФ МЭИ. Казань. 1995. С.65-67.
93. Арефьев К.И., Пономаренко В.С. Параметры воздуха при расчете вентиляторных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1996. № 3.
94. Гладков В.С., Арефьев К.И., Пономаренко В.С., Трубников В.А. Параметры воздуха для расчета охладителей воды // Водоснабжение и санитарная техника. 1988. № 8.

- 95.СНиП 2.01.-82. Строительная климатология и геофизика / Госстрой СССР. М.: Стройиздат, 1983.
- 96.А.В. Власов, Г.В, Дашков, А.Д. Солодухин, С.П. Фисенко Исследование внутренней аэродинамики башенной испарительной градирни // ИФЖ Т.75. № 5. 2002. С. 64-68.
- 97.Патент Республики Беларусь. № 1293. / Власов А.В., Выкота С.О., Ганжин В.А., Давиденко В.Ф., Дамков Г.В., Дикун В.С., Жданов В.Л., Слижевский Ю.М., Павлюкевич Н.В, Солодухин А.Д., Фисенко С.П., Хомич А.С. 1993.
- 98.Патент Республики Беларусь. №2028 / Власов А.В., Жданов В.Л., Павлюкевич Н.В, Писарчук И.И., Солодухин А.Д., Слижевский Ю.М., Фисенко С.П., Хомич А.С. 1997.
99. Vlasov A.V., Dachkov G.V., Solodukhin A.D., Fisenko S.P. // Institute of Mechanical Engineering Conference Transaction. London. 1996. No 3. Pr. 565-573.
100. Петручик А.И., Солодухин А.Д., Столович Н.Н., Фисенко С.П. // Изв. РАН Энергетика. 2000. №6. С. 66-72.
101. Krainov V.P. Qualitative Methods in Physical Kinetik and Hydrodynamics. New York, 1992
102. А.А. Бринь, А.И. Петручик, С.П. Фисенко Математическое моделирование . испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне // ИФЖ 2002. Т. 75 №6.
103. Tang T. Introduction to Computation Phusics. Cambridge University Press, 1997.
104. Erens P., Mercker J.H., Dreyer A.A. Heat transfer Conf. Brighton. 1994. Vol. 3.

### ГЛАВА 3

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ

При конструировании промышленных градирен или выбора варианта модернизации с целью повышения эффективности работы важное значение имеет разработка математической модели процесса.

В данной главе рассматривается применение модели многоскоростного континуума и полуэмпирической диффузионной модели для описания процессов переноса импульса, массы и тепла в промышленных градирнях с целью определения эффективности теплообмена с учетом неравномерности распределения воздушного потока.

### 3.1. Постановка задачи

Методы решения задач проектирования или модернизации промышленных установок можно подразделить на эмпирические и теоретические. Рассмотрим теоретический метод [1].

Известно, что при расчете градирни необходимо, прежде всего, определить внутри нее поля скоростей, температур и концентрации (влажностодержания). Отметим, что расчет только одного трехмерного поля скоростей в промышленной градирне занимает несколько часов машинного времени. Кроме поля скоростей необходимо рассчитывать и остальные вышеперечисленные поля. Выбор оптимального режима работы градирни предусматривает использование итерационной процедуры оптимизации, при этом на каждой итерации необходимо рассчитывать все поля. Число таких итераций иногда достигает нескольких десятков, сотен и даже тысяч, поэтому в настоящее время с помощью современных ЭВМ решить такие задачи пока затруднительно.

Для того чтобы ЭВМ позволила проектировать установки с заранее заданной точностью, нужна теоретическая основа проектирования аппарата. Теоретическую основу проектирования аппарата составляет фундаментальное знание в форме законов термодинамики и сохранения импульса, массы и энергии. В этом смысле математическое описание всех процессов теплообмена замкнуто. Следовательно, все проблемы являются, по сути, проблемами математическими, и главная задача состоит в преобразовании фундаментального знания в специальное на количественной основе.

Поскольку возможности даже современных быстродействующих ЭВМ, как правило, всегда ограничены, в математическом плане задача заключается в разработке способов обоснованного сокращения исходного математического описания.

Основной принцип заключается в следующем. Промышленный аппарат больших масштабов, в частности градирня, - это обязательно система, т.е. объект, состоящий из множества частей. В природе существует принцип устойчивого существования систем, который называется принципом иерархического существования. Для того чтобы система была устойчивой, она должна обладать иерархической структурой, т.е. состоять из подсистем с разными пространственно-временными масштабами. На этом принципе построены самые выдающиеся физические теории. Если аппарат - система, то она обязательно обладает иерархической структурой, в ней существуют явления разных пространственно-временных масштабов.

Связь между этим физическим принципом и задачами проектирования заключается в математическом следствии этого физического принципа: взаимодействие между явлениями разных пространственно-временных масштабов всегда слабое. Под слабым взаимодействием явлений разных масштабов понимается инвариантность математической структуры явлений к взаимодействию. Это означает, что взаимодействие между явлениями разных масштабов можно учесть параметрически [1-8].

Если математическое описание структур известно, тогда искомыми переменными задачи окажутся только параметры. Переходя при расчете от полей к параметрам, сокращается математическое описание, снижаются требования к тем алгоритмам и машинам, которые будут использоваться, и тогда получаются решения для практического использования [2,9-18].

В промышленной градирне можно выделить несколько характерных областей. Область диспергирования воды специальными форсунками (соплами). Область противоточного движения капель воды с воздушным потоком после области диспергирования. Область пленочного течения воды по насадочным элементам (в специальной литературе они называются блоками оросителей). После насадочных элементов вода попадает в нижнюю область – чашу для сбора и подачи охлажденной воды для технологических нужд производства.

Поскольку известно, что наиболее интенсивное охлаждение происходит в области с насадкой основное внимание в работе сосредоточено на моделировании процессов переноса в этой области. В этой области можно выделить явления различных пространственных масштабов – это ядро

воздушного потока, пограничный слой и пленка жидкости. Пограничный слой образуется на границе раздела фаз – пленки воды и воздушного потока.

Для теоретического описания процессов переноса в слое насадки следует записать систему дифференциальных уравнений для пленочного течения и систему дифференциальных уравнений для газового потока. В такой постановке используются граничные условия четвертого рода и необходимо знать площадь поверхности раздела фаз и функцию ее распределения в пространстве. Однако в слое насадки эти характеристики неизвестны. В этом случае в рамках рассматриваемого выше подхода поступают следующим образом. Систему дифференциальных уравнений записывают для сплошной фазы, а влияние дисперсной учитывают параметрически за счет источников. Источниковые члены связаны с характеристиками пограничного слоя, который образуется на границе раздела фаз. Для определения характеристик пограничного слоя (коэффициентов переноса) используется экспериментальная установка – характерная область градирни, а расчет эффективности промышленной градирни выполняется на основе решения системы дифференциальных уравнений переноса массы, импульса и тепла. При этом учитывается неравномерность воздушного потока на входе в слой насадки. Расчет градирни по характерным областям дает возможность решить задачу масштабного перехода.

### **3.2. Модель многоскоростного континуума**

В градирне происходит испарительное охлаждение воды при противоточном взаимодействии диспергированного потока воды с восходящим потоком воздуха. Первоначально охлаждение происходит в верхней области без насадочных элементов. Для создания большей поверхности контакта фаз в нижней части градирни имеется область с насадочными элементами. В связи с тем, что основное охлаждение воды происходит в данной области, для составления математической модели рассмотрим некоторый небольшой объем градирни с блоками насадки (характерную область).

Для того чтобы определить эффективность работы насадочных элементов теоретическим путем необходимо, прежде всего, рассчитать поля скоростей, влагосодержания и температур в двухфазном слое. Для этого необходимо использовать фундаментальное знание в виде математических следствий законов сохранения импульса, массы и тепла, а также потоковые

соотношения и условия термодинамического равновесия. Известно, что на контактном устройстве всегда есть явления различных пространственно-временных масштабов. На основе этого обычно проводят оценку и сокращение математического описания [1,7,19].

При математическом описании процессов переноса в двухфазных средах широко используется модель многоскоростного континуума. Согласно этой модели фазы рассматриваются как два взаимопроникающих и взаимодействующих континуума, заполняющих один и тот же объем [20]. Каждая фаза в каждой точке объема имеет свои значения скорости, давления и другие параметры.

Одной из характеристик дисперсного двухфазного потока является величина  $\varphi_L$  – объемная доля или удерживающая способность по дисперсной фазе. Объемная доля сплошной фазы  $\varphi_G$  является удерживающей способностью по сплошной фазе или порозностью.

Рабочую область градири с насадкой условно представим в виде ряда характерных областей от стенки к центру. В пределах выделенной  $k$ - области распределение жидкой и газовой фаз принимается равномерным  $\varphi_L = \text{const}$ ,  $\varphi_G = \text{const}$ , где  $\varphi$ - объемная доля фазы (рис. 3.1).

Уравнение неразрывности в общем виде для  $i$ -фазы имеет вид [20,21]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i \varphi_i) + \nabla \cdot (\rho_i \varphi_i u_i) = J_{ji} . \quad (3.1)$$

Уравнение движения  $i$ -фазы:

$$(\rho_i \varphi_i) \frac{du_i}{dt} = \nabla^k \sigma_i^k + \sum_{j=1}^N (R_{ji} + J_{ji} (u_{ji} - u_i)) + \rho_i \varphi_i g_i, \quad (3.2)$$

где  $J_{ji}$  – поток массы из  $j$  фазы в  $i$  фазу за счет фазовых переходов,  $J_{ji} = -J_{ij}$ , кг/(м<sup>3</sup>·с);  $\sigma_i$  – тензор напряжений в  $i$ -й фазе, кг/(м·с<sup>2</sup>);  $R_{ji}$  – сила межфазового взаимодействия, отнесенная к единице объема смеси,  $R_{ji} = -R_{ij}$ , кг/(м<sup>2</sup>·с<sup>2</sup>);  $u_{ji}$  – скорость субстанции  $i$ -й фазы на границе с  $j$ -й фазой, м/с;  $\rho_i$  – плотность  $i$ - фазы ,кг/м<sup>3</sup>;  $g_i$ - вектор массовых сил, действующий в  $i$ -й фазе, м/с<sup>2</sup>;  $N$  – число фаз;  $t$  – время;  $k$  – номер декартовой координаты,  $k = \overline{1,3}$ ;  $i \neq j$ ;  $t$  – время, с.

При определении структуры членов  $\sigma_i$  и  $R_{ij}$  делают следующее предположение [20]: поверхностные силы, действующие со стороны окружающей среды на выделенный объем дисперсной смеси, воспринимается только сплошной фазой, а взаимодействие на дисперсную фазу со стороны сплошной среды определяется силой взаимодействия,



которая представляет собой сумму всех единичных сил, действующих на частицы в выделенном объеме смеси.

Тензор поверхностных сил в сплошной фазе записывается в виде:

$$\sigma_c = -\varphi_c P I + \tau_c, \quad (3.3)$$

где  $P$  – давление, Па;  $I$  – единичный тензор.

Наличие капель и пленок жидкости в сплошной фазе (воздушной) учитывается коэффициентом эффективной вязкости  $\mu_{\text{эфф},G}$ .

Тензор касательных напряжений в  $i$ -ой фазе:

$$\tau_c = -\mu_{\text{эфф},i} [\nabla \vec{V}_i + (\nabla \vec{V}_i)^T - \frac{2}{3} I (\nabla \vec{V}_i)],$$

где  $\mu_{\text{эфф},G}$  – эффективная вязкость, Па·с;  $\mu_{\text{эфф},i} = \mu_i + \mu_{T,i}$ , Па·с;  $\mu_i$  – динамическая вязкость  $i$ -ой фазы, Па·с;  $\mu_{T,i}$  – турбулентная вязкость  $i$ -ой фазы, Па·с;  $\vec{V}_i$  – трехмерный вектор скорости  $i$ -ой фазы, м/с.

Закон сохранения массы водяного пара в  $i$ -фазе имеет вид [20]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_i \varphi_i C_i) + \nabla \cdot \left( \rho_i \varphi_i \vec{V}_i C_i \right) = \text{div}(\varphi_i (D_i + D_{T,i}) \text{grad} C_i) + r_{C,i}, \quad (3.4)$$

где  $C_i$  – массовая доля водяного пара в  $i$ -ой фазе, масс. д.;  $\rho_i$  – плотность  $i$ -ой фазы, кг/м<sup>3</sup>;  $D_i$  – коэффициент диффузии водяного пара в  $i$ -ой фазе, м<sup>2</sup>/с;  $D_{T,i}$  – коэффициент турбулентной диффузии в  $i$ -ой фазе, м<sup>2</sup>/с;  $r_{C,i}$  – источник массы в  $i$ -ой фазе, кг/(с·м<sup>3</sup>).

Уравнения сохранения тепла в фазах

$$\frac{\partial (\rho_i \varphi_i T_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_i \varphi_i T_i \vec{V}_i) = \text{div}(\varphi_i (\lambda_i + \lambda_{T,i}) \text{grad} T_i) + r_{T,i}, \quad (3.5)$$

где  $\lambda_i$  – теплопроводность  $i$ - фазы, (Вт·м)/К;  $\lambda_{T,i}$  – коэффициент турбулентной теплопроводности  $i$ - фазы, (Вт·м)/м<sup>3</sup>;  $\vec{V}_i$  – трехмерный вектор скорости  $i$ -фазы, м/с;  $T_i$  – температура  $i$ -фазы;  $r_{T,i}$  – источник тепла в  $i$ -фазе, Вт/м<sup>3</sup>.

### 3.3. Двумерная модель процессов переноса в слое насадки

Ниже выполнено сокращение полного математического описания процессов переноса массы, импульса и тепла с сохранением требуемой точности вычисления и физической картины процесса охлаждения воды в градирне.

Рассмотрен пленочный режим работы насадочных элементов градирни при противоточном движении фаз. Используется подход, когда система

уравнений переноса записывается для сплошной фазы, а влияние дисперсной учитывается в виде источников, совместно с потоковыми соотношениями и условиями равновесия [21-26]. Такой подход широко применяется для моделирования процессов в двухфазных системах [27-32].

В насадочном слое происходит взаимодействие потоков при противоточном движении фаз. Нижнюю зону градирни с насадкой условно разделим на ряд характерных областей с учетом неравномерности распределения воздушного потока (рис. 3.1). Это вызвано тем, что скорость воздуха по сечению градирни неравномерна.

В пределах выделенной  $k$ - области распределение жидкой и газовой фаз принимается равномерным  $\phi_L = \text{const}$ ,  $\phi_G = \text{const}$ .

Следует отметить, что турбулентность в слое насадки развивается значительно раньше, чем при движении потока в гладких трубах (при одинаковых числах  $Re$ ) [33]. Поэтому рассматривается турбулентный режим движения воздуха в насадочном слое.

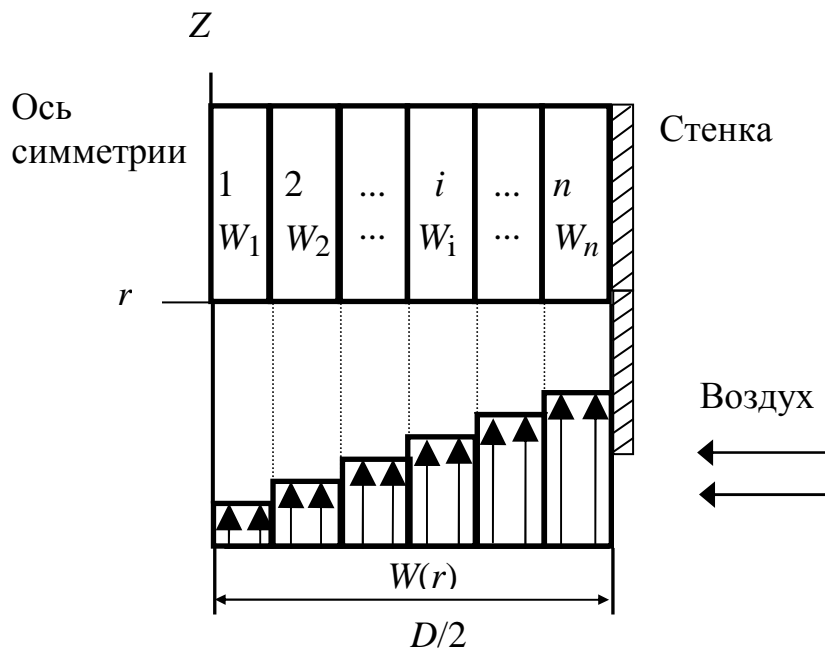


Рис. 3.1. Условное деление рабочей зоны градирни на характерные области

Стационарные уравнения переноса импульса, массы и тепла в газовой фазе, при допущении об осесимметричности потока движения газа, в цилиндрических координатах для всей градирни записываются в виде:

$$\phi_G \rho_G \left( v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = -\phi_G \frac{\partial P}{\partial r} + \phi_G \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( (\mu_G + \mu_{TG}) \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( (\mu_G + \mu_{TG}) \frac{\partial}{\partial z} v_z \right) \right] + R_r, \quad (3.6)$$

$$\varphi_G \rho_G (v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}) = -\varphi_G \frac{\partial P}{\partial z} + \varphi_G l \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\mu_G + \mu_{TG}) \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} ((\mu_G + \mu_{TG}) \frac{\partial}{\partial z} v_z) + R_z, \quad (3.7)$$

где  $v_r$  – составляющая вектора скорости в радиальном направлении  $r$ , м/с;  $v_z$  – составляющая вектора скорости в проекции на ось  $z$ , м/с;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $R_r, R_z$  – проекция силы межфазового взаимодействия на оси  $O_r$  и  $O_z$ .

Уравнение неразрывности:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\varphi_G \rho_G r v_r) + \frac{\partial (\varphi_G \rho_G v_z)}{\partial z} = \Gamma_G, \quad (3.8)$$

где  $\Gamma_G$  – член, учитывающий изменение массы воздуха.

Уравнение переноса массы в газовой фазе:

$$\varphi_G (v_r \frac{\partial x}{\partial r} + v_z \frac{\partial x}{\partial z}) = \varphi_G (\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r(D_G + D_{T,G}) \frac{\partial x}{\partial r}) + \varphi_G (\frac{\partial}{\partial z} (D_G + D_{T,G}) \frac{\partial x}{\partial z}) + r_{c,G}. \quad (3.9)$$

Уравнение переноса тепла в газовой фазе:

$$\varphi_G \rho_G c_{pG} (v_r \frac{\partial T_G}{\partial r} + v_z \frac{\partial T_G}{\partial z}) = \varphi_G (\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r(\lambda_G + \lambda_{T,G}) \frac{\partial T_G}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda_G + \lambda_{T,G}) \frac{\partial T_G}{\partial z}) + r_{T,G}. \quad (3.10)$$

Рассмотрим стационарное уравнение переноса тепла в жидкой фазе. При пленочном режиме работы насадочного слоя для составляющих вектора скорости жидкости ( $U_L, V_L, W_L$ ) справедливы оценки:

$$W_L \gg U_L, \quad W_L \gg V_L.$$

Режим движения пленки жидкости ламинарный  $\lambda_{T,L} = 0$  ( $Re_L < 1000$ ).

Оценка слагаемых в уравнениях переноса тепла в жидкой фазе (3.5) показывает:

$$w_L \frac{\partial T_L}{\partial z} \gg u_L \frac{\partial T_L}{\partial x}, \quad w_L \frac{\partial T_L}{\partial z} \gg v_L \frac{\partial T_L}{\partial y}, \quad w_L \frac{\partial T_L}{\partial z} \gg \frac{\partial}{\partial z} \left[ \lambda_L \frac{\partial T_L}{\partial z} \right]. \quad (3.11)$$

После проведенной оценки уравнение переноса тепла (3.5) примет вид:

$$w_L \frac{\partial T_L}{\partial z} = \frac{r_{T,L}}{(\rho_L \varphi_L)}. \quad (3.12)$$

Рассмотрим объем двухфазной смеси объемом  $\delta V_S$  в насадочном слое.

Заменим производную в выражении (3.12) конечной разностью  $\partial T_L / \partial z \approx \delta T_L / \delta z$  и умножим обе части на  $\delta S \cdot \rho_L$ :

$$(\delta S \cdot \rho_L) w_L \frac{T_L - T_{L,0}}{\delta z} = \frac{r_{c,L}}{\rho_L \varphi_L} (\delta S \cdot \rho_L), \quad (3.13)$$

или

$$\delta L \cdot \delta H_L = \delta Q_L. \quad (3.14)$$

Удерживающая способность насадочного слоя по жидкости  $\phi_L$  может быть рассчитана по методике Billet [34] или по эмпирическому уравнению  $\phi_L = 0,00263 Re_L^{0.5}$ , приведенным в литературе для данного типа насадки [33,34]

Таким образом, влияние дисперсной фазы (пара) в системе уравнений (3.6)-(3.10) учитывается источниковыми членами, потоковыми соотношениями и характеристиками турбулентного обмена.

Для системы уравнений (3.6)-(3.10), описывающей перенос импульса, массы и тепла в газовой фазе, устанавливаются следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} \text{при } z=0: \quad v_z = v_H, \quad x = x_H, \quad T = T_H & \quad (\text{на входе}); \\ \text{при } z=1: \quad \partial v_z / \partial z = 0, \quad \partial x / \partial z = 0, \quad \partial T / \partial z = 0 & \quad (\text{на выходе}) \\ \frac{\partial P}{\partial z} = \rho_G (v_r \frac{\partial v_z}{\partial r}) + [\frac{1}{r} (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial r} (r v_r)] & \quad (3.15) \\ \text{при } r=0: \quad \partial v_r / \partial r = 0, \quad \partial x / \partial r = 0, \quad \partial T / \partial r = 0 & \quad (\text{на оси симметрии}); \\ \text{при } r=\pm R: \quad v_r = 0, \quad v_z = -u_{\text{Гр}}, \quad \partial x / \partial r = 0, \quad q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial r} & \quad (\text{на стенках градирни}) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} \phi_G = \rho_G v_{G,z} \frac{\partial v_r}{\partial z} + [\frac{1}{r} (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial v_z}{\partial z}]; \quad (3.16)$$

где  $R$  – радиус градирни,  $-u_{\text{Гр}}$  – средняя скорость движения межфазной поверхности пленки жидкости по стенкам градирни. При ламинарном течении пленки  $u_{\text{Гр}} = 1,5u_{\text{ср}}$ , где  $u_{\text{ср}}$  – средняя скорость жидкости в пленке, м/с. Средняя скорость жидкости связана с удельной плотностью орошения  $q_{\text{ж}}$  и средней толщиной пленки  $\delta_{\text{ж}}$   $u_{\text{ср}} = q_{\text{ж}} / \delta_{\text{ж}}$  ( $q_{\text{ж}}$  м<sup>3</sup>/м·сек). Значение  $q_{\text{ж}}$  зависит от той части жидкости, которая при диспергировании воды соплами попадает на стенки градирни.

Для замыкания системы дифференциальных уравнений (3.6)-(3.10), (3.14) необходимо определить коэффициенты турбулентного обмена ( $\mu_{T,G}, \lambda_{T,G}, D_{T,G}$ ), источники массы  $r_{c,G}$ , тепла  $r_{T,G}$  и импульса.

#### **3.4. Источники массы, тепла и характеристики турбулентного обмена**

Источники массы и тепла, а также характеристики турбулентного обмена  $\mu_T, \lambda_T, D_m$ , в уравнениях переноса (3.6)-(3.10) определяются по математической модели [1-3] с учетом возможной неравномерности

распределения фаз аналогично, как для барботажного слоя на тарелках [35,36].

Сила межфазового взаимодействия записывается в виде:

$$\vec{R}_c = \vec{F}_m + \vec{F}_\mu, \quad (3.17)$$

где  $\vec{F}_m$  – сила присоединенных масс,  $\vec{F}_\mu$  – сила, с которой сплошная фаза действует на насадочные элементы.

Для установившегося движения  $\vec{F}_m = 0$ , а сила  $\vec{F}_\mu$  равна

$$\vec{F}_\mu = K(\vec{v}_G - \vec{v}_L), \quad (3.18)$$

где  $K$  – коэффициент [20].

Сила межфазового взаимодействия фаз  $\vec{R}_c$  в общем случае включает силу сопротивления, подъемную силу, силу виртуальной массы и другие силы. Сравнение результатов эксперимента с численными расчетами силы  $\vec{R}_c$  по различным методикам проведенное в работе [37] показало, что в зоне насадочных элементов преобладающей является сила межфазного взаимодействия фаз  $\vec{R}_c$ , определяемая силой сопротивления [37]:

$$R_c = -\frac{3}{4} \varphi_L \cdot \rho_L \frac{C_D}{d_3} (\vec{v}_G - \vec{v}_L), \quad (3.19)$$

где  $\vec{v}$  – вектор скорости, м·с<sup>-1</sup>;  $C_D$  – коэффициент трения;  $\varphi_L$  – объемная доля дисперсной фазы;  $d_3$  – эквивалентный диаметр, м;

Источник массы водяного пара по определению имеет вид:

$$r_{C,G} = \frac{\delta M}{\delta V_S}, \quad (3.20)$$

где  $\delta M$  – поток массы водяного пара в газовой фазе в объеме  $\delta V_S$ , кг/с.

Поток массы водяного пара от границы раздела в газовую фазу в общем случае можно найти по уравнению массоотдачи:

$$\delta M = \beta_x (x_{гр} - x) \cdot \rho_G \cdot \delta V_S, \quad (3.21)$$

где  $\beta_x$  – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, 1/с;  $x_{гр}$  – влагосодержание водяного пара на границе раздела фаз, кг/кг;  $x$  – влагосодержание водяного пара в ядре газовой фазы, кг/кг.

Источник тепла в жидкой фазе:

$$r_{T,L} = \frac{\delta Q}{\delta V_S}. \quad (3.22)$$

Поток тепла из жидкой фазы в газовую фазу при испарительном охлаждении:  $\delta Q = \beta_{V_x} (I_{гр} - I) \delta V_S$ , (3.23)

$$Q = G(I_K - I_H) = L \cdot c_{pж} (T_{L,H} - T_{L,K}),$$

где  $I$  – энтальпия воздуха  $I = I(x, T_G)$ , Дж/кг;  $I_{Гр}$  – энтальпия воздуха при температуре на границе раздела фаз,  $I_{Гр} = I_{Гр}(x_{Гр}, T_{Гр})$ , Дж/кг;  $\beta_{V_x}$  – объемный коэффициент массоотдачи, кг/м<sup>3</sup>с;  $G$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $L$  – массовый расход жидкости, кг/с.

На границе раздела фаз (воздух - вода) принимается, что влажный воздух насыщенный ( $\phi = 100\%$ ). Для влажного воздуха влагосодержание и энтальпия водяного пара на границе раздела являются функцией от температуры на границе  $x_{Гр} = x_{Гр}(T_{Гр})$ ,  $I_{Гр} = I_{Гр}(x_{Гр}, T_{Гр})$ . Поскольку основное сопротивление теплопередаче сосредоточено в газовой фазе, температура на границе раздела принимается равной температуре жидкости  $T_{Гр} \approx T_L$ .

Источник тепла в газовой фазе  $r_{T,G} = -r_{T,L}$ .

Для определения коэффициентов массоотдачи в источниках (3.21) и (3.23) можно использовать известные теоретические исследования различных авторов [1-3, 19,32,33]. Однако теоретические уравнения дают значения коэффициентов переноса, отнесенные к площади контакта фаз. В насадочном слое с контактными элементами, используемыми в промышленных градирнях измерить или вычислить площадь межфазной поверхности затруднительно. Поэтому для определения объемных коэффициентов используется экспериментальный метод (гл. 4). Коэффициенты переноса относятся в этом случае к средней движущей силе процесса:

$$\beta_x F = \frac{Q}{\Delta I_{ср}}.$$

Тогда источники массы и тепла в уравнениях (3.9), (3.10) записываются в виде:

$$r_c = \frac{M}{V_S} = \frac{\beta_x \overline{\Delta x}_{ср} \cdot \rho_G \cdot F}{V_S} = \beta_{V_x} \overline{\Delta x}_{ср} \rho_G, \quad (3.24)$$

$$r_T = \frac{Q}{V_S} = \frac{\beta_x F \overline{\Delta I}_{ср}}{V_S} = \beta_{V_x} \overline{\Delta I}_{ср}, \quad (3.25)$$

где  $\beta_{V_x}$  – объемный коэффициент массоотдачи, кг/м<sup>3</sup>с.

Для определения коэффициентов турбулентного обмена ниже рассмотрим следующий подход. В работах Клаузера [38] рассматривается двухслойная модель турбулентного пограничного слоя. Внешняя подобласть турбулентного пограничного слоя располагается между внешней границей «пристенной» подобласти и внешней границей (в номинальном ее понимании как конечной величины) пограничного слоя в этой области движение жидкости определяется «законом следа». В соответствии с гипотезой

Клаузера, главной особенностью этого закона является постоянство (независимость от  $y$ ) коэффициента турбулентной длины – размер крупных вихрей, заполняющих внешнюю область пограничного слоя, пропорциональный толщине пограничного слоя, введенной им как  $\Delta$ . Это привело Клаузера к формуле для кинематического коэффициента вязкости  $\nu_T$  [38]: вязкости  $\nu_T$  поперек пограничного слоя. Ю. В. Лапиным и М. Х. Стрельцом было предложено определять действительный характер изменения  $\nu_T$  вдоль этой области по «модифицированной гипотезе Клаузера». С развитием турбулентного пограничного слоя и переходом течения в диффузорную часть весь пограничный слой и его «внешняя» подобласть утолщаются, а при приближении к точке отрыва «внешняя» подобласть стремится полностью занять все сечение пограничного слоя.

Модель «закона следа» также принадлежит Клаузеру. В ее основе лежит допущение, что при возможном изменении пограничного слоя от сечения к сечению кинематический коэффициент турбулентной вязкости  $\nu_T$  во внешней части его сечений остается постоянным. При проведении опытов это допущение не оправдывается. Как следует из современных данных, отношение  $\nu_T/(U \cdot \delta^*)$  в функции от безразмерной координаты  $y/\delta$ , построенное для трех значений  $\beta = 0; 0,9$  и  $5,4$  (последнее значение  $\beta$  соответствует значительной диффузорности), при приближении внешней границе пограничного слоя при всех значениях  $\beta$  убывает. Но Брэдшоу в своих работах отмечает, что «терпимое приближение к профилю осредненной скорости было получено в предположении о постоянстве этой величины» (подразумевается  $\nu_T$ ). Это предположение с теми или другими поправками широко используется в современных методах расчета турбулентных пограничных слоев.

Заметив, что размерность  $\nu_T$  определяется произведением скорости на длину, Клаузер принял за характерную скорость динамическую скорость, а за

$$\nu_T = k \cdot u_* \cdot \Delta, \quad (3.26)$$

или эквивалентному ей следующему выражению гипотезы Клаузера:

$$\nu_T = k \cdot U \cdot \delta^* = k \cdot \int_0^{\infty} (U - u) dy, \quad (3.27)$$

где коэффициент пропорциональности  $k$  может быть функцией параметра  $\beta$ . Обработка имевшихся к тому времени опытов показала ошибку этой зависимости, и Клаузер предложил на всем протяжении пограничного слоя считать  $k$  постоянной величиной, равной в среднем  $k = 0,018$ . Современные

авторы, пользуясь допущением о постоянстве  $k$ , принимает  $k$  равным 0,0168.

В работе [39] представлена зависимость турбулентной вязкости от  $r$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ :

$$\mu_T = \nu_T \cdot \rho_G = \chi \cdot u_* \cdot r \cdot \rho_G. \quad (3.28)$$

Учитывая выше описанную гипотезу о постоянстве  $\nu_T$  в ядре потока газа запишем:

$$\nu_T|_{r=\delta} = \chi \cdot u_* \cdot \delta, \quad (3.29)$$

где  $u_*$  – динамическая скорость,  $\text{м}/\text{с}$ .

Найдем динамическую скорость в пограничном слое на поверхности раздела газа и жидкости как [40]:

$$u_* = \left( \frac{\bar{\varepsilon} \chi \delta}{\rho_G} \right)^{1/3}, \quad (3.30)$$

где  $\chi = 0,4$  – константа турбулентности.

В выражении (3.30) основными параметрами являются диссипация энергии ( $\bar{\varepsilon}$ ) и средняя толщина турбулентного пограничного слоя ( $\delta$ ). Среднюю диссипацию энергии будем находить, используя перепад давления в каналах, полученный экспериментально с учетом наличия дисперсной фазы (пленки жидкости на насадке).

Среднюю диссипацию энергии в выражении (3.30) запишем через перепад давления в орошаемом канале (насадке):

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\Delta P_{\Gamma-ж} G}{V_s \rho_G}, \quad (3.31)$$

где  $V_s$  – объем насадки,  $\text{м}^3$ ,  $G$  – массовый расход воздуха,  $\text{кг}/\text{с}$ ,  $\Delta P_{\Gamma-ж}$  – перепад давления,  $\text{Па}$ ;

Среднюю толщину пограничного слоя в газовой фазе запишем в виде [40]:

$$\delta = \exp \left[ \frac{1}{2,5} \left( \frac{\Delta \bar{u}_\infty}{u_*} - 13,76 + 2,5 \ln \frac{30 \nu}{u_*} \right) \right]. \quad (3.32)$$

В уравнении (3.32)  $\Delta \bar{u}_\infty$  – средняя движущая сила переноса импульса  $\Delta \bar{u}_\infty = W_\infty + u_{\Gamma p}$ ;  $W_\infty$  – скорость в ядре воздушного потока,  $\text{м}/\text{с}$ .

Средняя скорость жидкости в насадке равна:

$$u_{\text{ср}} = \frac{L}{\rho_{ж} \cdot S \cdot \Phi_{ж}},$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения градирни,  $\text{м}^2$ .

Число Рейнольдса для пленочного течения в насадке:



$$\text{Re}_{\text{пл}} = \frac{4u_{\text{ср}} \cdot \delta_{\text{пл}}}{\nu_{\text{ж}}},$$

где  $\delta_{\text{пл}}$  – средняя толщина пленки жидкости  $\delta_{\text{пл}} \approx \frac{\Phi_{\text{ж}}}{a_{\text{v}}}$ .

Если число  $\text{Re}_{\text{пл}} < 1400$  – режим ламинарный и  $u_{\text{Гр}} = 1,5u_{\text{ср}}$ , если  $\text{Re}_{\text{пл}} > 1400$   $u_{\text{Гр}} = 1,15u_{\text{ср}}$  (режим турбулентный).

Динамическая скорость  $u_*$  в газовой фазе и толщина пограничного слоя  $\delta_{\text{э}}$  находятся из решения системы уравнений (3.30) и (3.32).

В работе [40] показано, что динамическую скорость с небольшой погрешностью можно вычислить по уравнению:

$$u_* = 1,7 \left( \frac{\overline{\varepsilon} \nu_{\text{Г}}}{\rho_{\text{Г}}} \right)^{1/4}. \quad (3.33)$$

Учитывая, что в ядре потока газа  $\text{Pr}_T \approx \text{Sc}_T \approx 1$  имеем коэффициент турбулентной диффузии ( $\text{м}^2/\text{с}$ )  $D_T \approx \nu_T$ .

Коэффициент турбулентной теплопроводности:

$$\lambda_T \approx \nu_T \cdot \rho \cdot c_{\text{ср}}. \quad (3.34)$$

В уравнении (3.31) перепад давления запишем как для орошаемого канала:

$$\Delta P_{\text{э-ж}} = \lambda_{\text{ор}} \frac{h}{d_{\text{э}}} \frac{\rho_{\text{э}} \cdot W_{\text{э}}^2}{2},$$

где  $\lambda_{\text{ор}}$  – коэффициент сопротивления для орошаемого канала.

### 3.5. Метод решения системы уравнений переноса

Для решения дифференциальных уравнений переноса в частных производных находят применение различные методы [41-44].

Решение системы уравнений движения рассмотрено псевдонестационарным итерационным методом [42-44].

Для этого система безразмерных уравнений (3.6)-(3.8), записывается в консервативном виде [44] и решается в прямоугольной области ABCD (рис. 3.2), где AC – входная граница потока, BD – выходная, AB и CD – твердые стенки. К уравнениям устанавливаются граничные условия:

$$\text{AB, CD: } v_r = v_z = 0, \quad \varphi_G \frac{\partial P}{\partial r} = -\varphi_G l \frac{1}{r} (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} l (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial z} v_z, \quad (3.35)$$

$$\text{AC: } v_{zH} = v_{z0} \quad \varphi_G \frac{\partial P}{\partial z} = -\varphi_G l \frac{1}{r} (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} l (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial z} v_z, \quad (3.36)$$

$$\text{ВД: } \frac{\partial v_r}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad \Phi_G \frac{\partial P}{\partial z} = -\Phi_G \left[ \frac{1}{r} (\mu_G + \mu_{T,G}) \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) \right]. \quad (3.37)$$

Условия для давления на границах, в общем, не требуются [43].

Решение системы уравнений (3.6)-(3.8) проводится конечно-разностным методом на разнесенной сетке, когда давление вычисляется в центре ячейки, а скорости – на границе ячейки (см. рис. 3.2). При этом используется псевдонестационарный подход, т.е. в левые части второго и третьего уравнений добавляются соответственно члены  $\partial v_z / \partial t$  и  $\partial v_r / \partial t$  после чего система решается методом расщепления до достижения стационарного решения.

Применительно к уравнениям с постоянным коэффициентом кинематической вязкости описание метода расщепления можно найти, например, в [43]. Решение проводится в три этапа. Сначала по известным значениям скорости на  $n$ -временном слое рассчитываются промежуточные значения скорости  $v_z$ ,  $v_r$  из следующих уравнений:

$$\frac{v_z - v_z^n}{\Delta t} = -\frac{\partial (v_z^n)^2}{\partial z} - \frac{\partial (v_z^n v_r^n)}{\partial r} + \Phi_G (\mu_G + \mu_{T,G}) \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} v_z \right] + \frac{\partial v_z^n}{\partial z} + \frac{\partial v_z^n}{\partial r} \quad (2.38)$$

$$\frac{v_r - v_r^n}{\Delta t} = -\frac{\partial (v_r^n)^2}{\partial z} - \frac{\partial (v_z^n v_r^n)}{\partial r} + \Phi_G (\mu_G + \mu_{T,G}) \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} v_z \right] + \frac{\partial v_r^n}{\partial z} + \frac{\partial v_r^n}{\partial r},$$

где  $\Delta t$  – шаг по времени.

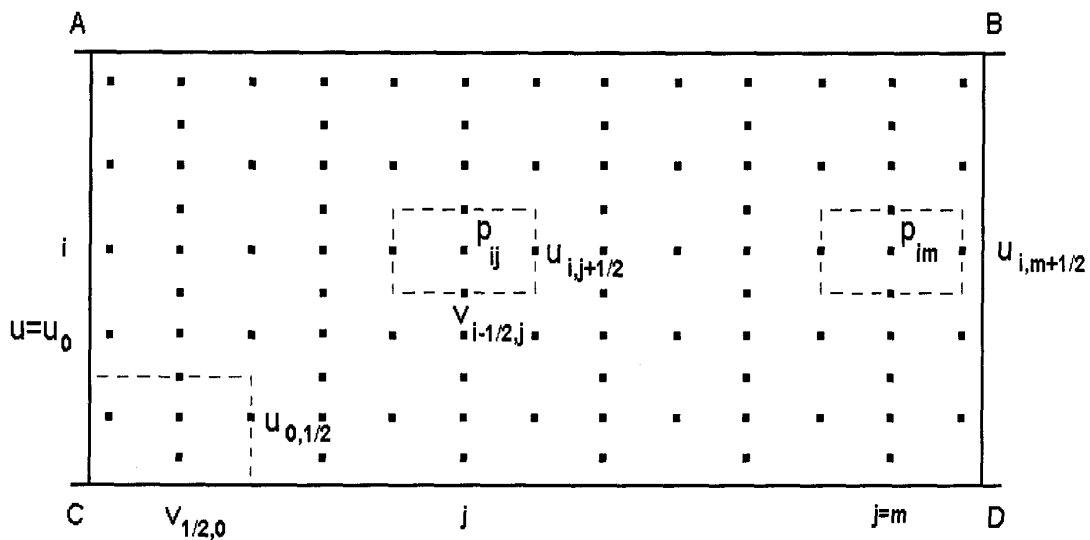


Рис. 3.2. Расчетная область ABCD и разностная сетка

На втором этапе решается уравнение Пуассона для давления.

На последнем этапе не удовлетворяющие уравнению неразрывности промежуточные скорости  $u$  и  $v$  подправляются по следующим формулам:

$$v_r^{n+1} = v_r - \Delta t \frac{\partial P}{\partial x}, \quad v_z^{n+1} = v_z - \Delta t \frac{\partial P}{\partial y} \quad (3.39)$$

Критерий установления:  $\left| v_r^{n+1} - v_r^{n+k} \right| < \varepsilon$ .

Производные в уравнениях аппроксимируются центрально-разностными формулами, аналогичными приведенными в [43]. Если граничных условий для давления не ставить вообще, то решение для  $P$  получается с точностью до константы, и, как видно из (3.39), не влияет на профиль скорости; если же нас интересует и величина давления, нам нужно задать его хотя бы в одной точке. К тому же это сделает матрицу неизвестных коэффициентов в уравнении Пуассона, имеющей строгое диагональное преобладание, что является достаточным условием сходимости быстрых итерационных методов типа метода Зейделя [41].

Критерий устойчивости первого этапа для случая с постоянным коэффициентом вязкости приводит (при равных шагах по  $z$  и  $r$ ) в [43]:

$$\Delta t \leq \frac{4\nu_T}{v_r^2 + v_z^2}, \quad (3.40)$$

второй и третий этап безусловно устойчивы.

Результатом решения является поле скорости жидкой фазы, что позволяет вычислить из уравнений массо- и теплопереноса поля влагосодержания и температур.

Поле влагосодержания газовой фазы найдем из уравнения массопереноса (3.9), в конечных разностях в размерном виде:

$$\begin{aligned} V_{rij} \frac{x_{ij} - x_{i-1j}}{a_{ij}} + v_{zij} \frac{x_{ij} - x_{ij-1}}{b_{ij}} = D_T \frac{x_{i+1j} - 2x_{ij} + x_{i-1j}}{a_{ij}^2} + \\ + D_{Tij} \frac{x_{ij+1} - 2x_{ij} + x_{ij-1}}{b_{ij}^2} + (\beta a)_{\Gamma} (\overline{\Delta x_{cp}}), \end{aligned} \quad (3.41)$$

где  $x_{ij}$  – влагосодержание воздуха в  $ij$ -ячейке;  $a_{ij}$ ,  $b_{ij}$  – длина и ширина  $ij$  – ячейки.

Аналогично записывается в конечно-разностном виде уравнение теплопереноса (3.10) с потоковыми соотношениями и уравнением баланса тепла:

$$\begin{aligned}
 v_{zij} \frac{T_{Gij} - T_{Gi-1j}}{a_{ij}} + v_{rij} \frac{T_{Gij} - T_{Gij-1}}{b_{ij}} = a_T \frac{T_{Gi+1j} - 2T_{Gij} + T_{Gi-1j}}{a_{ij}^2} + \\
 + a_{Tij} \frac{T_{Gij+1} - 2T_{Gij} + T_{Gij-1}}{b_{ij}^2} + (\alpha a)_r (\overline{\Delta T_{Gcc}}), \quad (3.42) \\
 Q = G(I_K - I_H) = Lc_{pж} (T_{L,H} - T_{L,K}).
 \end{aligned}$$

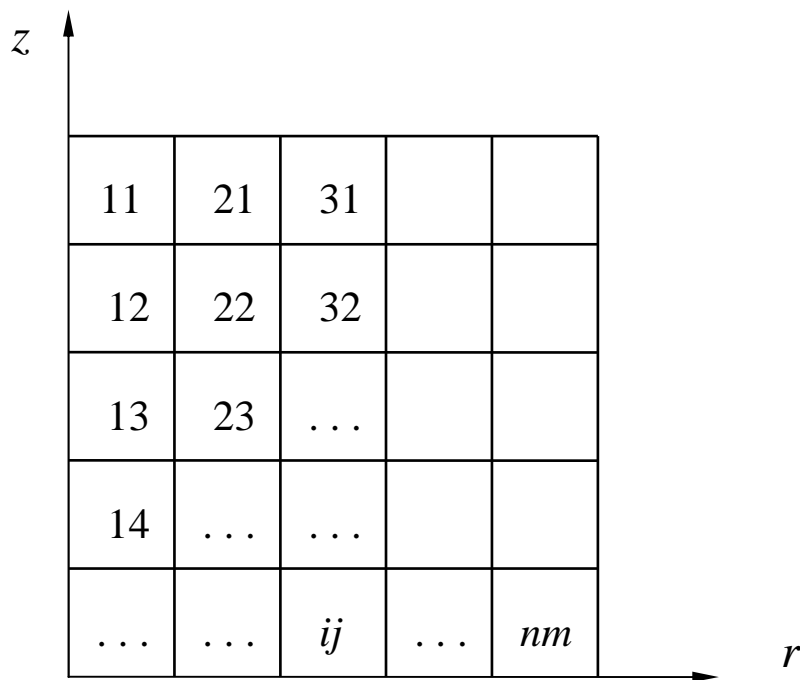


Рис. 3.3. Условное деление насадочного слоя на ячейки

Система уравнений (3.41),(3.42) решается методом прогонки с релаксацией.

На рис. 3.4. представлена блок-схема расчета градиентов.

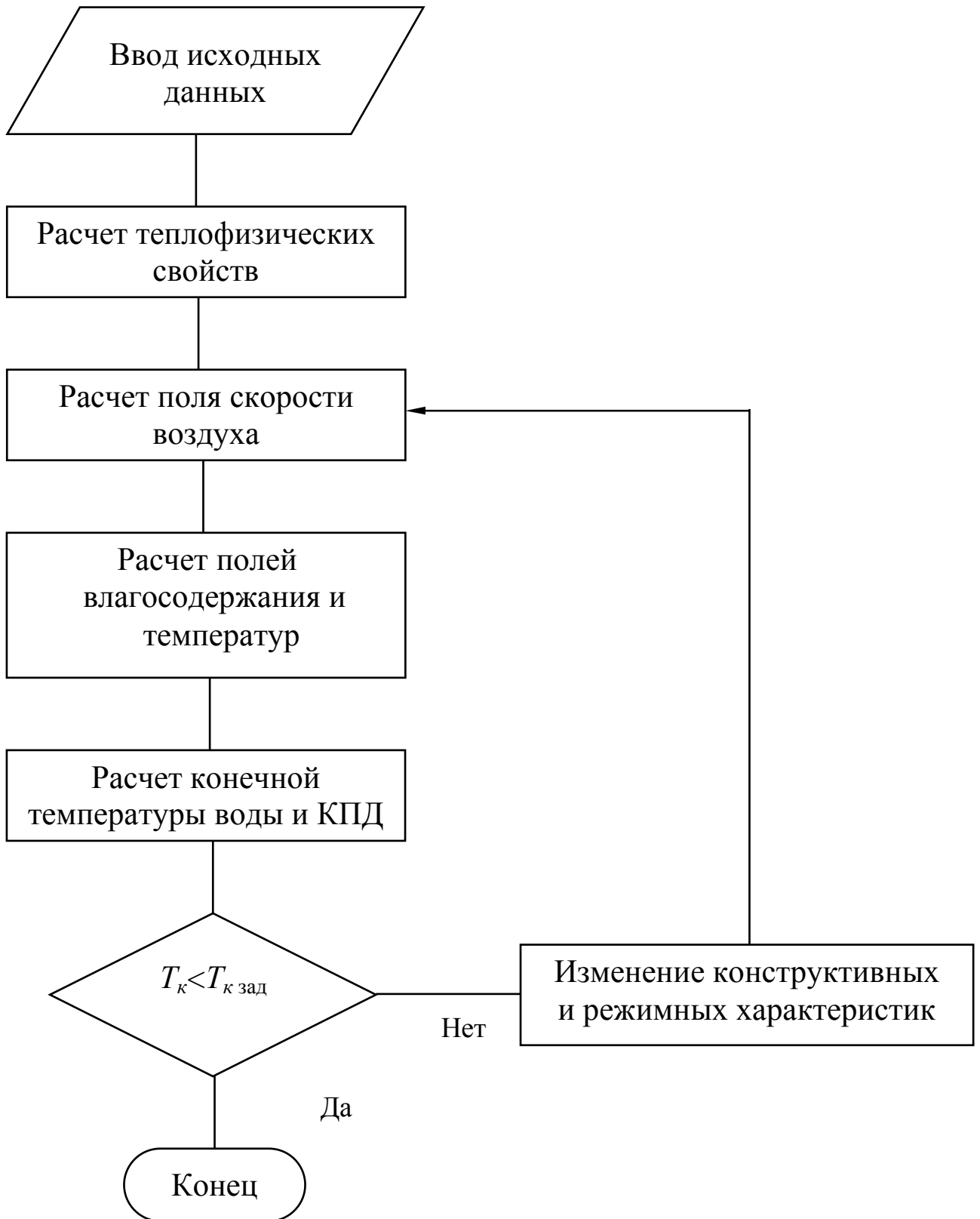


Рис. 3.4. Блок схема расчета градирни

### 3.6. Расход воздуха по зонам градирни

Для решения задачи масштабного перехода при конструировании промышленной градирни необходимо определить профиль скорости воздуха на входе в слой насадки. Это позволит использовать результаты исследования совокупности элементарных явлений в характерной области.

Известно, что профиль скорости в сечении входа воздуха в слой насадки неравномерный. Это вызвано различным сопротивлением слоя насадки и сложным движением воздуха в воздухораспределителе.

Рассмотрим изменение статического давления при движении воздуха в градирне. В сечении входа воздуха в градирню давление постоянно  $P = P_0$ . В сечении входа воздуха в слой насадки в воздухораспределителе статическое давление  $P_k$  меняется вследствие сложного движения воздуха. В сечении выхода газа из слоя насадки, статическое давление переменное по сечению.

В работе Бермана [45] получено соотношение для расчета распределения статического давления в сечении входа воздуха в слой насадки для прямоугольной градирни. Применяя по методу Бермана теорему импульсов для круглой градирни, то есть для тора  $k$ -зоны ( $abcd$ ) (см. рис. 3.5), получим уравнение:

$$(\delta P)_k = 2\rho_G W_k (\delta W)_k - \frac{(\delta J)_k}{F_k} - \frac{(\delta T)_k}{F_k}, \quad (3.43)$$

где  $(\delta P)_k = P_k - P_{k-1}$ ;  $(\delta W)_k = W_k - W_{k-1}$ ;  $W_k$  – скорость воздуха в горизонтальном направлении в  $k$ -зоне воздухораспределителя,  $F_k$  – площадь поперечного сечения потока ( $ab$ ) в воздухораспределителе (рис. 3.5).

Количество движения воздуха, проходящее через поверхность ( $bc$ ) в  $k$ -зоне, пропорционально скоростному напору

$$\delta J_k = a \frac{\rho_G W_k^2}{2}, \quad (3.44)$$

где  $a$  – коэффициент [45].

Сила трения при движении воздуха в  $k$ -зоне

$$\delta T_k = \epsilon \frac{\rho_G W_k^2}{2}, \quad (3.45)$$

где  $\epsilon$  – коэффициент [45].

Неравномерность воздушного потока в воздухораспределителе учитывается соотношением, которое связывает распределение скорости газа в сечении аппарата (в насадочный слой) с гидравлическим сопротивлением зон [46]:

$$\frac{W_k}{W_{k+1}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{k+1}}{\Delta P_k}}, \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (3.46)$$

Таким образом, при задании краевых условий для системы уравнений (3.6)-(3.8) при  $z = 0$ , учитывая неравномерность профиля скорости воздуха ( $V_z = V_H(r)$ ). Число зон выбирается из условия, что размер зоны должен быть на порядок больше размера насадочного элемента, т.е. для градирни диаметром 22 метра  $n \approx 40 - 50$  [23].

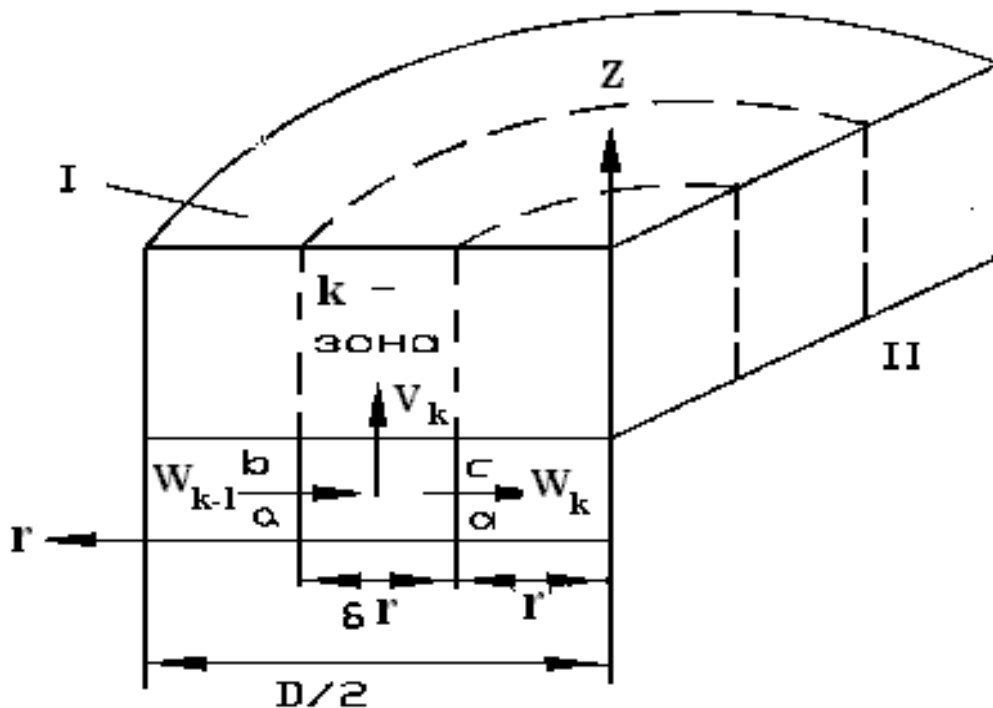


Рис. 3.5. Схема рабочей области градирни:  
 I – слой насадки; II – воздухораспределитель  
 D – диаметр градирни

При расчете промышленной градирни каждая зона принимается за характерную область. Характерная область исследуется экспериментально на макете области. Основным параметром области является интегральная характеристика – объемный коэффициент массоотдачи. Вследствие различных скоростей воздуха по зонам объемный коэффициент массоотдачи в каждой зоне будет иметь различное значение.

Выполнены расчеты профиля скорости воздуха в градирне. Получено, что в зонах у стенки скорость выше в 1,4-1,6 раз по сравнению с центром градирни [23].

Источниковые члены и характеристики турбулентного обмена в системе уравнений движения и тепломассопереноса вычисляются для каждой зоны с учетом перераспределения воздушного потока. Распределение жидкой фазы допускается равномерным.

На основе использования разработанной модели выполнен расчет процесса испарительного охлаждения воды в вентиляционной градирне СК-400 диаметром 22 м. Профиль скорости воздуха в воздухораспределителе в сечении входа в слой насадки для данного аппарата, рассчитанный по модели, приводится на рис. 3.6. Как видно, с увеличением скорости воздуха в к - зоне эффективность охлаждения воды в слое насадки увеличивается.

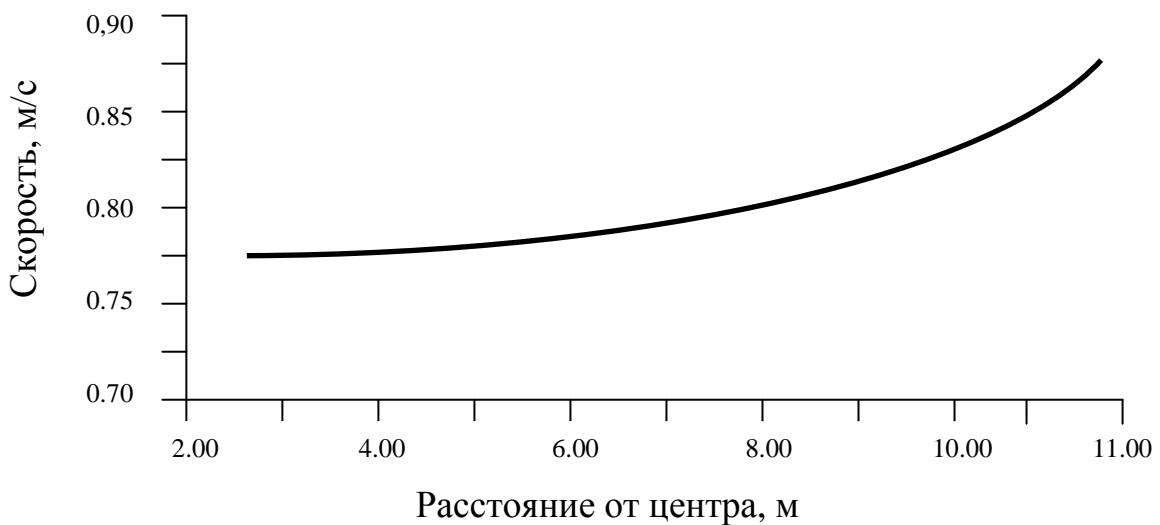


Рис. 3.6. Профиль скорости воздуха в сечении входа в слой насадки в воздухораспределителе

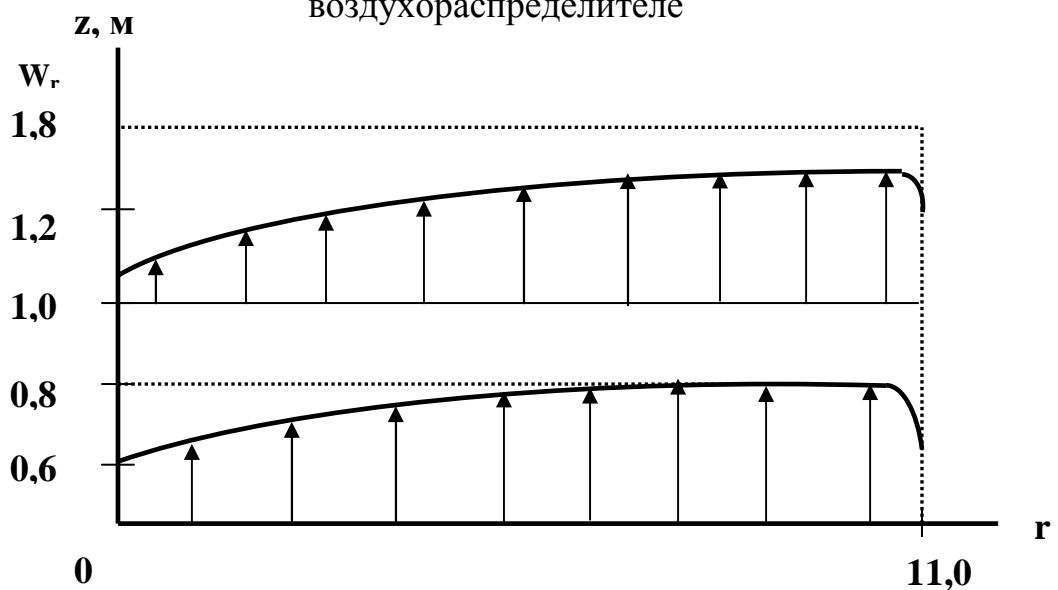


Рис.3.7.Осредненный профиль скорости воздуха (расчет по математической модели)



### 3.7. Расчет гидромеханических параметров градирен

Ниже рассмотрены уравнения для расчета гидромеханических характеристик градирен, необходимые при определении эффективности теплообмена.

Гидромеханические характеристики необходимо определить для следующих условий взаимодействия фаз:

- область противоточного воздушно-капельно-струйного взаимодействия фаз в верхней части аппарата;
- область пленочного течения по поверхностям насадочных элементов блоков-насадки;
- область противоточного воздушно-капельного взаимодействия фаз между пакетами блоков-насадки.

В области противоточного воздушно-капельно-струйного взаимодействия фаз в верхней части аппарата поступающая в водораспределительное устройство вода, проходя через сопла, диспергируется и в виде капель и струй вступает во взаимодействие с поступающим снизу воздушным потоком. Процесс теплоотдачи будет зависеть от процесса диспергирования воды и возникающей при этом гидродинамической обстановки. Механизм диспергирования зависит от конструктивных параметров (диаметр, форма, ориентация, конструкция и материал сопла); режимных параметров (расход и скорость воды, перепад давления в сопле) и от параметров, связанных со свойствами воды и воздуха (поверхностное натяжение на поверхности раздела фаз, плотность, вязкость, энтальпия и влагосодержание).

В зависимости от расхода воздуха в данной области взаимодействия фаз могут наблюдаться капельный и струйный режимы истечения. При высоких скоростях истечения капли начинают коалесцировать в непосредственной близости от сопла и при дальнейшем увеличении расхода из сопла начинает вытекать сплошная струя воды, которая вследствие возникающих на ее поверхности возмущений дробиться на капли.

Процессу теплообмена способствуют многократные процессы коалесценции и дробления капель при их движении.

В области пленочного течения по поверхностям элементов блоков насадки вода в виде тонкой пленки стекает вниз под действием силы тяжести, а воздушный поток движется вверх.

Область противоточного воздушно-капельного взаимодействия фаз между пакетами блоков насадки подобна области противоточного воздушно-

капельно-струйного взаимодействия фаз в верхней части аппарата; здесь взаимодействуют капли и струи воды образовавшиеся при срыве с поверхности верхнего блока насадочного элемента с воздушным потоком.

Предварительные оценки эффективности теплообмена в зонах градирни показывают, что основной вклад в процесс испарительного охлаждения воды дает вторая зона (до 80%).

1. Средняя скорость воздуха в полном сечении градирни (зона противоточного капельно-струйного взаимодействия фаз):

$$W_{\Gamma} = \frac{V_{\Gamma}}{S}, \text{ м/с}, \quad (3.47)$$

где  $V_{\Gamma}$  – производительность градирни по воздуху,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $S$  – площадь поперечного сечения градирни,  $\text{м}^2$ .

2. Средняя скорость воздуха в блоках насадки

$$W_{\text{гор}} = \frac{V_{\Gamma}}{S \cdot (V_{\text{св}} - \epsilon_{\text{ж}})} = \frac{W_{\Gamma}}{V_{\text{св}} - \epsilon_{\text{ж}}}, \text{ м/с}, \quad (3.48)$$

где  $V_{\text{св}}$  – относительный свободный объем блоков насадки,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  $\epsilon_{\text{ж}}$  – задержка жидкости в насадке,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ .

3. Определение режима движения воздуха в насадке градирни.

Режим движения определяется по значению числа Рейнольдса

$$Re = \frac{W_{\Gamma} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_{\Gamma}}, \quad (3.49)$$

где  $d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр канала, м;  $\nu_{\Gamma}$  – кинематическая вязкость воздуха,  $\text{м}^2/\text{с}$ ,  $d_{\text{э}} = 4 \cdot V_{\text{св}} / a_{\nu}$ .

4. Размеры капель воды в верхней зоне градирни.

Максимальный радиус устойчивой капли равен [47]

$$R_{\text{max}} = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\Gamma})}}, \text{ м}, \quad (3.50)$$

где  $\sigma$  – поверхностное натяжение, Н/м;  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\Gamma}$  – плотности жидкости и газа, соответственно,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

При  $We > 12$  ( $We = 2 \cdot R \cdot \rho_{\Gamma} \cdot W_{\text{к}} / \sigma$ ) капля теряет устойчивость и дробится.

Экспериментально установлено [48,49], что средний поверхностно-объемный радиус капли в два раза меньше максимального устойчивого.

5. Скорость движения капель.

Средняя скорость противоточного движения капель с газовым потоком находится по уравнению [47]

$$W_{\text{к}} = \sqrt{\frac{2 \cdot g(\rho_{\text{ж}} - \rho_{\Gamma}) \cdot V_{\text{к}}}{\xi \cdot F_{\text{к}} \cdot \rho_{\Gamma}}}, \quad (3.51)$$

где  $V_k$  – средний объем капли,  $m^3$ ;  $F_k$  – площадь поперечного сечения капли,  $m^2$ ;  $\xi$  – коэффициент сопротивления,  $\xi = f(Re)$  [50].

Коэффициент сопротивления  $\xi$  для автомодельного режима  $\xi=0,44$ .

6. Число Рейнольдса для капли:

$$Re_k = \frac{W_k \cdot 2 \cdot R_{cp}}{v_\Gamma} \quad (3.52)$$

7. Среднее время пребывания капель в верхней зоне:

$$\tau_1 = \frac{h_1}{W_k}, \text{ с}, \quad (3.53)$$

где  $h_1$  – расстояние от распылителей жидкой фазы (форсунок) до блоков насадки, м.

8. Поверхность контакта фаз в верхней зоне (межфазная поверхность капель):

$$A_{k1} = \frac{6 \cdot V_{ж} \cdot h_1}{2 \cdot R_{cp} \cdot W_k}, \text{ м}^2, \quad (3.54)$$

где  $V_{ж}$  – объемный расход жидкости в градирне,  $m^3/c$ .

Удельная поверхность контакта фаз:

$$a_{v1} = \frac{A_{k1}}{S \cdot h_1}, \text{ м}^2 / \text{ м}^3. \quad (3.55)$$

Как показывают расчеты, удельная поверхность контакта фаз в верхней зоне имеет очень низкое значение.

9. Удельная плотность орошения блоков насадки.

Расход на единицу рабочей площади градирни:

$$\Gamma = \frac{V_{ж}}{S}, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}, \quad (3.56)$$

где  $S$  – рабочая площадь поперечного сечения градирни,  $m^2$ .

Удельный расход воды на периметр  $\Pi_{нас}$  контактных элементов блоков насадки:

$$q_{ж} = \frac{V_{ж}}{\Pi_{нас}} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{с}. \quad (3.57)$$

10. Число Рейнольдса для пленки жидкости в блоках насадки [51].

При условии полной смачиваемости поверхности:

$$Re_{пл} = \frac{4 \cdot q_{ж}}{v_{ж}}. \quad (3.58)$$

11. Толщина пленки жидкости.

В интервале чисел  $240 < Re_{пл} < 500$  толщина пленки вычисляется по уравнению [34]:

$$\delta_{пл} = \theta \cdot 10^{-2} (51,33 \cdot Re_{ж}^{1/3} + 213,5), \quad (3.59)$$

где

$$\theta = (v_{\text{ж}}^2 / g)^{1/3}. \quad (3.60)$$

Количество удерживаемой жидкости (КУЖ) находят опытным путем. Одним из способов является метод отсечки орошения [33,52,53]. По этому методу прекращают подачу орошения и измеряют количество жидкости, вытекающей из колонны после прекращения орошения. Указанным методом определяют величину  $\delta_{\text{дин}}$ , так как количество  $\delta_{\text{ст}}$  удерживается насадкой и после прекращения орошения ( $\epsilon_{\text{ж}} = \delta_{\text{дин}} + \delta_{\text{ст}}$ ).

Другим способом, по которому находят суммарную величину  $\epsilon_{\text{ж}}$ , является метод взвешивания [53]. По этому методу колонна подвешивается к весам, что позволяет измерить ее вес как в отсутствие орошения, так и при любом режиме орошения.

Опытами установлено [33, 52-55], что  $\epsilon_{\text{ж}}$  возрастает с увеличением плотности орошения и почти не зависит от скорости газа при режимах ниже точки подвисания. Значительное влияние на  $\epsilon_{\text{ж}}$  оказывают форма, размер и материал насадочных тел, а также свойства орошающей жидкости [33]. Величина  $\epsilon_{\text{ж}}$  возрастает с увеличением удельной поверхности насадки, т.е. с уменьшением размера насадочных тел.

Значения  $\epsilon_{\text{ж}}$  уменьшаются с увеличением плотности жидкости  $\rho_{\text{ж}}$  и понижением ее вязкости  $\mu_{\text{ж}}$ . Впрочем влияние вязкости невелико. Более сложно влияние поверхностного натяжения: с увеличением  $\sigma$  величина  $\delta_{\text{ст}}$  повышается, а  $\delta_{\text{дин}}$  понижается. Опыты показали [33], что влияние  $\sigma$  уменьшается с повышением плотности орошения; при малых  $U$  наблюдалось даже возрастание  $\delta_{\text{дин}}$  при увеличении  $\sigma$ . В общем влияние  $\sigma$  на  $\epsilon_{\text{ж}}$  невелико и некоторыми исследователями не учитывается.

Показано, что  $\delta_{\text{дин}}$  не зависит от материала насадки, тогда как  $\delta_{\text{ст}}$  меньше для насадок из материала, плохо смачивающегося орошающей жидкостью (в частности, для насадок из пластических масс) [33].

Отаке и сотр. предложили для определения  $\delta_{\text{ст}}$  и  $\delta_{\text{дин}}$  формулы:

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{0,00038}{d_{\text{нас}}}, \quad (3.61)$$

$$\delta_{\text{дин}} = 41,8 \cdot Re_d^{0.5} Ga_d^{-0.5}, \quad (3.62)$$

в которых критерии  $Re_d$ ,  $Ga_d$  отнесены к номинальному диаметру

насадочных тел  $d_{\text{нас}}$  ( $Re_d = \frac{L_{\text{ж}} d_{\text{нас}}}{\mu_{\text{ж}}}$ ,  $Ga_d = \frac{g d_{\text{нас}}^3}{v_{\text{ж}}^2}$ ).

Гильденблат определял [54] суммарное значение  $\epsilon_{\text{ж}}$  для различных насадок методом взвешивания при орошении водой. Для колец и трубок в укладку получено:

$$\epsilon_{\text{ж}} = 16,3 \cdot 10^{-4} a d_{\text{ЭКВ}}^{0,11} \Gamma^{0,41} \left( \frac{h_{\text{нас}}}{d_{\text{нас}}} \right)^{-0,14}, \quad (3.63)$$

где  $d_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $d_{\text{нас}}$  и  $h_{\text{нас}}$  – диаметр и высота насадочных тел, Г - линейная плотность орошения.

Формула (3.63) применима при условии  $\Gamma = 0,01-0,1$  кг/м·с.

12. Средняя толщина пленки жидкости:

$$\delta_{\text{пл}} \approx \frac{\epsilon_{\text{ж}}}{a_{\text{v}}} \quad (3.64)$$

13. Средняя скорость движения пленки жидкости:

$$W_{\text{пл}} = \frac{q_{\text{пл}}}{\delta_{\text{пл}}}, \text{ м/с} \quad (3.65)$$

14. Среднее время пребывания жидкости в блоках насадки:

$$\tau_2 = \frac{h_{\text{нас}}}{W_{\text{пл}}}, \text{ с} \quad (3.66)$$

где  $h_{\text{нас}}$  - высота блоков насадки, с.

15. Поверхность контакта фаз в блоках насадки.

Удельная геометрическая поверхность контактных элементов в одном блоке насадки из полиэтиленовых труб диаметром ~60 мм имеет значение  $a_{\text{v}} \approx 100 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . При шахматном расположении блоков удельная поверхность градирни будет в два раза меньше и составляет величину  $a_{\text{v}} \approx 50 \text{ м}^2/\text{м}^3$ .

Реальная поверхность контакта фаз между воздухом и жидкостью будет иметь меньшее значение на величину  $\psi$  ( $\psi < 1$ ), т.к. не вся поверхность насадки смачивается водой.

### **3.8. Расчет высоты блоков насадки с различными типами контактных элементов**

Широкое применение для расчета высоты рабочей части аппаратов получил метод единиц переноса. Метод построен на основе решения уравнений математического баланса и основного уравнения теплопередачи при условии постоянства теплофизических свойств потоков и расходов фаз по высоте аппарата. В результате получено уравнение [56]:

$$h = \frac{L_{\text{ж}} \cdot C_{\text{ж}}}{\beta_{Vx} \cdot S} \cdot \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{\Delta I_{\text{ср}}} \quad (3.67)$$

Объемный коэффициент массоотдачи  $\beta_{Vx}$  зависит от режима работы и конструкции блоков насадки.

Из-за отсутствия точных теоретических методов определения коэффициента массоотдачи, его значение вычисляют по эмпирическим формулам, полученным на основе экспериментальных исследований промышленных градирен или на опытных установках фрагментов насадки.

Поверхности охлаждения насадки устройств градирен представляют собой как пленки, стекающие с боковых поверхностей щитов, планок, стоек и других элементов насадки, так и капли различных размеров.

При определении удельной поверхности необходимо знать поверхность всех капель и пленок, что практически точно вычислить невозможно. Кроме того, ее величина не остается постоянной даже у одной и той же пленочной градирни, так как при изменении плотности орошения, расхода воздуха резко может измениться количество и размер капель. Поэтому в практике теплового расчета используют объемный коэффициент массоотдачи, отнесенный к единице объема насадки.

Величина коэффициента массоотдачи находится в прямой зависимости от количества воздуха и воды, проходящих через градирню, и от типа и конструкции насадки градирни.

В общем виде эта зависимость описывается эмпирической формулой [56]:

$$\beta_{Vx} = A \cdot \Gamma^n \left( \frac{1}{\lambda} \right)^m \quad (3.68)$$

где  $A$ ,  $m$ ,  $n$  – константы, зависящие от типа насадки,  $\Gamma$  – плотность орошения, кг/(м<sup>2</sup>с).

Для определения средней разности энтальпий  $\Delta I_{\text{ср}}$  в формуле (3.48) использовался метод численного интегрирования выражения:

$$\Delta I_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{\int_{t_{\text{н}}}^{t_{\text{к}}} \frac{dI}{I'' - I}} \quad (3.69)$$

где  $I''$  – энтальпия насыщенного воздуха,  $I$  – энтальпия воздуха.

По вышеприведенным уравнениям выполнены расчеты объемных коэффициентов переноса и высоты блоков насадки с различными конструкциями контактных элементов. Результаты расчета приведены в табл. 3.1-3.4.

Таблица 3.1. Результаты расчета кинетических характеристик различных типов блоков насадки [57]

Тип насадки	$a_v$ , м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	$V_{св}$ , м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$Re_{\Gamma}$	$Re_{ж}$	$\beta_{Vx}/a_v$ , м/с	$\beta_{Vx}$ , 1/с
Гофрированные полиэтиленовые трубы	52,0	0,95	10783	342	$5,7 \cdot 10^{-3}$	0,23
Деревянные прямоугольные бруски, поставленные на ребро №1 [58]	28,6	0,86	19632	623	$2,3 \cdot 10^{-3}$	0,647
Полиэтиленовые трубки сетчатые	139	0,89	4022	128	$5,9 \cdot 10^{-3}$	0,55
Волнистые асбестоцементные листы	12,3	0,95	56925	1807	$2,6 \cdot 10^{-2}$	1,31
Полиэтиленовые гофрированные листы	61,0	0,95	9192	292	$1,3 \cdot 10^{-2}$	0,81

Скорость воздуха  $W = 1,35$  м/с;  
плотность орошения  $q = 8,95$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>·ч.

В таблице 3.1 значение объемных коэффициентов массоотдачи  $\beta_{V\Gamma}$  вычислялись по эмпирическим выражениям (3.68) [56] кроме блоков насадки, изготовленных из гофрированных полиэтиленовых труб. В этом случае использованы промышленные данные, полученные на ОАО «Казаньоргсинтез».

В таблице 3.1 отношение  $\beta_{V\Gamma}/a_v$  характеризует интенсивность массотеплообмена единицы геометрической поверхности контактных элементов. Представленные результаты позволяют сделать вывод о том, что наиболее эффективно работают элементы, изготовленные из волнистых асбестоцементных листов, а блоки насадки из гофрированных полиэтиленовых труб имеют наименьшую эффективность. Контактные элементы, изготовленные из деревянных брусков имеют неплохую интенсивность, однако, деревянные бруски в процессе работы быстро разрушаются, что является их существенным недостатком и ограничивает их применение.

Таблица 3.2. Результаты расчета высоты блоков насадки [57]

Тип насадки	Температура воды на входе в градирню, °С	Температура воды на выходе из градирни, °С	Температура воздуха на входе в градирню, °С	Высота блоков, м
Гофрированные полиэтиленовые трубки $a_v=52 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34	19,9	5,21
Деревянные прямоугольные бруски, №1 [58] $a_v=28,56 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,86 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34	19,9	2,44
Полиэтиленовые трубки сетчатые $a_v=139 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,89 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34	19,9	4,44
Полиэтиленовые гофрированные листы $a_v=61,0 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34	19,9	1,52
Волнистые асбестоцементные листы $a_v=12,32 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34	19,9	2,492

Производительность по воде – 2700 м<sup>3</sup>/ч;  
производительность по воздуху – 275000 м<sup>3</sup>/ч.

В таблице 3.2 представлены результаты расчета высоты блоков насадки, необходимой для заданного режима охлаждения воды. Данные результаты получены при условии полного вытеснения потоков. Для реальных аппаратов высота блоков насадки должна быть больше на 20-40%,



т.к. всегда имеет место перемешивание как в продольном, так и в поперечном направлениях. Из таблицы следует, что блоки насадки из полиэтиленовых гофрированных листов и из деревянных брусков обеспечивают заданный тепловой режим работы с меньшей высотой [59].

### 3.9. Модели структуры потоков

В данном разделе рассматривается полуэмпирический подход, основанный на решении системы уравнений диффузионной модели, уравнений теплового и материального баланса. Отличие от известных подходов заключается в том, что уравнения диффузионной модели записываются по определенным характерным областям с различными расходами фаз.

Рассмотрим некоторый небольшой объем (характерную область) градирни с блоками насадки. Размеры выделенного объема ( $d$ ) значительно меньше размеров всей градирни ( $D$ ), что дает возможность допустить равномерное распределение скорости воздуха ( $D \gg d$ ) (рис.3.1). Однако в выделенном объеме содержится достаточно большое количество контактных элементов, что позволяет учесть их взаимное влияние. Тогда имея математическое описание процессов в выделенных объемах и задавая различную скорость воздуха на входе можно учесть влияние неравномерностей на тепловую эффективность блоков насадки [21-26].

#### *Двухпараметрическая модель*

В этой модели рассматривается перемешивание потока в продольном и радиальном (поперечном) направлениях. Причем, принимается что коэффициенты учитывающие перемешивание не изменяются по длине и сечению аппарата, а скорость потока постоянна.

Для цилиндрического канала уравнение двухпараметрической модели, описывающей поле концентрации, имеет вид:

$$W \frac{\partial C}{\partial X} = D_{nX} \frac{\partial^2 C}{\partial X^2} + \frac{D_{nR}}{R} \left( R \frac{\partial C}{\partial R} \right). \quad (3.70)$$

При описании поля температуры данное уравнение записывается в форме:

$$W \frac{\partial C}{\partial X} = a_{nX} \frac{\partial^2 t}{\partial X^2} + \frac{a_{nR}}{R} \left( R \frac{\partial t}{\partial R} \right). \quad (3.71)$$

В данной модели коэффициенты перемешивания принимаются равными  $D_{nx} = a_{nx}$ ;  $D_{nR} = a_{nR}$  и определяются опытным путем.

Выполним оценку значений коэффициентов перемешивания в вертикальном и поперечном (радиальном) направлениях.

В поперечном направлении значение  $D_{nR}$  примем по порядку величины равным коэффициенту турбулентной вязкости  $\nu_{TR}$ . Как известно, значение  $\nu_{TR}$  в канале можно вычислить по формуле: [39]

$$\nu_{TR} = \chi U_* y,$$

где  $\chi=0,4$ ; отсюда записывают среднее значение  $\overline{\nu_{TR}} = \frac{\chi}{R} \int_0^R U_* dy$ .

Многочисленные эксперименты исследования механизма вертикального и поперечного перемешивания в регулярных насадках [33,56,58] показывают, что движение жидкости и газа в упорядоченной насадке характеризуется малым поперечным перемешиванием, так как структурированные насадочные элементы препятствуют турбулентной диффузии в поперечном направлении. Результаты, полученные при исследовании процесса охлаждения воды на макете, показывают, что  $D_{nx} \approx 0,1$ , в то же время  $D_{nR} \approx 0,01$  при тех же условиях.

То есть коэффициент  $D_{nx} \gg D_{nR}$ . Следовательно, перемешиванием в газовой фазе в поперечном направлении насадки можно пренебречь и рассматривать однопараметрическую диффузионную модель.

### *Однопараметрическая модель*

В градирнях для создания поверхности контакта фаз чаще всего используются блоки с упорядоченными насадками.

Как показывают вышеприведенные оценки, движение жидкости и газа в упорядоченной насадке характеризуется малым поперечным перемешиванием, так как структурированные насадочные элементы препятствуют турбулентной диффузии в поперечном направлении. Поэтому такие насадки можно представить как совокупность параллельных каналов (характерных областей) в которых в основном происходит перемешивание в вертикальном направлении и отсутствует перемешивание в поперечном между каналами.

Отсюда следует вывод о том, что достаточно на лабораторном макете исследовать один такой канал (характерная область) с упорядоченной насадкой и получить значение  $D_n$  – коэффициента перемешивания.

При увеличении диаметра аппарата число таких характерных областей будет увеличиваться, а значение  $D_n$  в каждой области зависит от режимных характеристик. Кроме этого, условное разбиение рабочей области градирни на ряд параллельных каналов (диффузионных областей) позволит учесть неравномерность профиля скорости воздуха в сечении входа в насадку.

Такая неравномерность может возникнуть из-за различного гидравлического сопротивления каналов и уменьшения расхода воздуха от входа в градирню к центру. При равномерном профиле скорости воздуха в сечении входа в насадку (что практически достичь невозможно) мы получим всего одну диффузионную область.

В реальных условиях всегда существует неравномерность скорости газа на входе. Чем больше неравномерность, тем больше будет диффузионных областей, на которые необходимо поделить насадочный слой. Число областей можно оценить, например, задавшись скачком профиля скорости между каналами (не более 5% относительных)

Составим математическую модель процесса испарительного охлаждения воды на основе использования одномерной диффузионной модели уравнений баланса тепла, массы и фазового равновесия [57,59].

Разобьем градирню на  $n$  характерных областей. В каждой области принимается равномерное распределение фаз (рис.3.8)

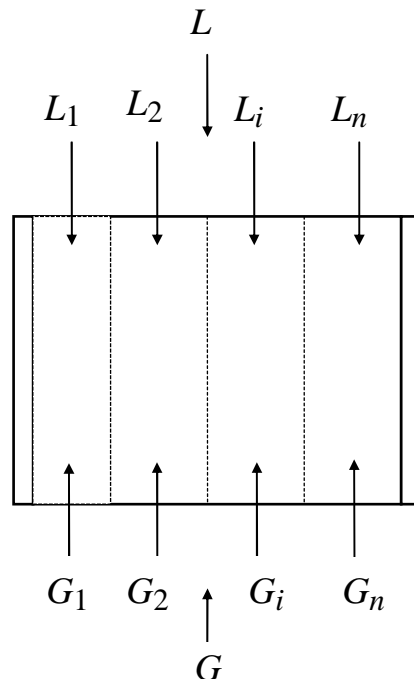


Рис.3.8. Условное разбиение градирни на области

Основной причиной, вызывающей неравномерность распределения фаз в аппарате являются различные сопротивления блоков насадки по сечению аппарата.

Поток газа перераспределяется таким образом, что основная часть его проходит около стенок, где меньше сопротивление. Известно, что в результате неравномерного распределения потоков эффективность тепло-массообмена падает.

Система одномерных дифференциальных уравнений для описания процессов теплопереноса при испарительном охлаждении при равномерном распределении фаз в  $i$ - зоне имеет вид [57]:

$$\left\{ \begin{array}{l} -S \rho_{ж} \epsilon_{ж} D_{нжi} \frac{d^2 T_{жi}}{dX^2} + L_i \frac{dT_{жi}}{dX} = -S \alpha_{Vi} (T_{жi} - T_{Гi}) \frac{1}{C_{ж}} \\ -S \rho_{Г} (V_{св} - \epsilon_{ж}) D_{нГi} \frac{d^2 T_{Гi}}{dX^2} + G_i \frac{dT_{Гi}}{dX} = S \alpha_{Vi} (T_{жi} - T_{Гi}) \frac{1}{C_{Г}} \\ -S \rho_{Г} (V_{св} - \epsilon_{ж}) D_{нГi} \frac{d^2 c_{Гi}}{dX^2} + G_i \frac{dc_{Гi}}{dX} = S \beta_{Vx} (c_{Гр} - c_{ядро}) \end{array} \right. \quad (3.72)$$

где  $G_{Г}$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $L$  – массовый расход воды, кг/с;  $S$  – площадь поперечного сечения градирни,  $m^2$ ;  $V_{св}$  – удельный свободный объем насадки,  $m^3/m^3$ ;  $\epsilon_{ж}$  – удерживающая способность по жидкости;  $D_{п}$  – коэффициент продольного перемешивания,  $m^2/c$ ;  $\alpha_V$  – объемный коэффициент теплопередачи,  $(Вт \cdot м/К)$ ;  $C$  – теплоемкость,  $Дж/кг \cdot К$ ;  $T_{жi}$ ,  $T_{Гi}$  – температура воды и воздуха;  $\beta_{Vx}$  – объемный коэффициент массоотдачи,  $кг/м^3 \cdot с$ .

Граничные условия (рис.3.9):

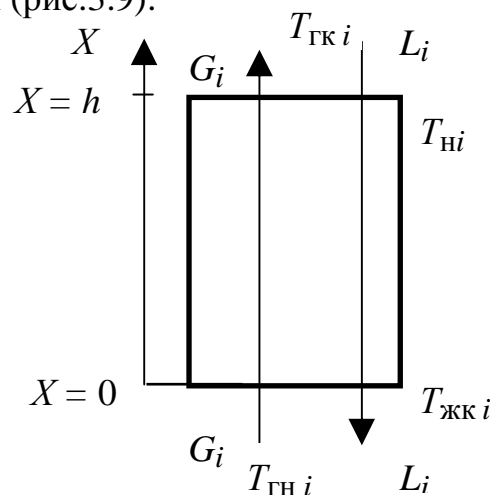


Рис. 3.9 Схема движения потоков в выделенной  $i$ -зоне

$$\text{при } X = h; T_i = T_i + \frac{\varepsilon_{\text{ж}} S \rho_{\text{ж}} D_{\text{нж}i}}{L_{\text{ж}i}} \frac{dT_{\text{ж}i}}{dX};$$

$$\text{при } X = 0; T_i = T_i + \frac{S \rho_{\Gamma} (\varepsilon_{\text{св}} - \varepsilon_{\text{ж}}) D_{\text{н}\Gamma i}}{L_{\Gamma i}} \frac{dT_{\Gamma i}}{dX}$$

В работе [46] получено соотношение, связывающее распределение скорости газа в сечении аппарата с сопротивлением зон:

$$\frac{W_{\Gamma i}}{W_{\Gamma(i+1)}} = \sqrt{\frac{\Delta P_{i+1} + \Delta P_i}{\Delta P_i}}; \quad (3.73)$$

где сопротивление  $i$ -той зоны:

$$\Delta P_i = \xi_i \frac{h_{\text{нас}i} \rho_{\Gamma} W_{\Gamma i}^2}{d_i}. \quad (3.74)$$

Соотношение (3.73) решается совместно с уравнением неразрывности:

$$\sum_{i=1}^n S_i W_{\Gamma i} = W_o F_o; \quad (3.75)$$

где  $W_o$  – скорость воздуха на входе в градирню, м/с;  $F_o$  – площадь поперечного сечения входной области градирни;  $S_i$  – площадь поперечного сечения  $i$  – области градирни.

Профиль скорости газа на входе в слой насадки рассчитывается из совместного решения уравнений (3.73)-(3.75). Отсюда находится массовый расход воздуха  $G_i$  в каждой зоне:

$$G_i = W_{\Gamma i} \rho_{\Gamma} S_i; \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.76)$$

Массовый расход воды задается равномерным по всем зонам, так как предполагается, что распределители жидкости (форсунки) обеспечивают равномерное орошение.

Алгоритм расчета профилей температуры газа и жидкости по высоте колонны следующий [25]:

1. Рассчитываются физико-химические свойства влажного воздуха и воды.
2. Задается распределение порозности насадочного слоя.
3. Задается начальное приближение профиля скорости.
4. Рассчитываются объемные коэффициенты тепло- и массоотдачи, турбулентного перемешивания в жидкой и газовой фазах, удерживающая способность, сопротивление сухой и орошаемой насадки.
5. Уточняется профиль скорости по (3.73)-(3.75)

6. Сравниваются скорости газа на различных итерациях. Если погрешность расчета меньше допустимой, данное распределение скорости газа используется для расчета профилей температур. Если нет, то возврат на пункт 4.

7. Рассчитывается профили температур и влагосодержания по (3.72).

Для расчета истинной движущей силы массообменного процесса на основе диффузионной модели необходимо знать коэффициенты продольного перемешивания в газовой и жидкостной фазах.

Исследований перемешивания в газовой фазе в насадочных слоях пока очень мало и надежных данных не имеется.

Исследовано перемешивание в колонне с диаметром 500 мм с регулярной насадкой в интервале скоростей 0,5-2,5 м/с. [54]. Оказалось, что кривая зависимости  $Pe_{\Gamma}$  от  $Re_{\Gamma}$  проходит через максимум при скорости газа около 1,25 м/с. При больших скоростях согласование с диффузионной моделью удовлетворительное. При меньших скоростях, по-видимому, значительное влияние на  $D_{m\Gamma}$ , уменьшающееся с повышением скорости, оказывает поперечная неравномерность.

При орошаемой насадке значения  $D_{m\Gamma}$  несколько ниже, чем для сухой, что вероятно, объясняется выравниванием поля скоростей газа по поперечному сечению аппарата вследствие увеличения сопротивления при орошении [33].

Перемешивание жидкости при пленочном течении происходит вследствие существования градиента скоростей по толщине пленки, наличия волн на поверхности пленки (которые вызывают также перемешивание в поперечном направлении), а также за счет молекулярной диффузии. В насадочных колоннах перемешивание происходит также в результате перераспределения жидкости в точках контакта насадочных тел.

Перемешивание жидкости при пленочном течении происходит вследствие существования градиента скоростей по толщине пленки, наличия волн на поверхности пленки (которые вызывают также перемешивание в поперечном направлении), а также за счет молекулярной диффузии. В насадочных колоннах перемешивание происходит также в результате перераспределения жидкости в точках контакта насадочных тел.

Перемешивание характеризуется числом  $Pe$ :

$$Pe_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} h_{\text{нас}}}{D_{m\Gamma}},$$

где  $h_{\text{нас}}$  – высота насадки, м;  $W_{\Gamma}$  – скорость воздуха, м/с.

На основе обработки опытных данных получены эмпирические выражения для расчета коэффициента продольного перемешивания для сетчатого и трубчатого распылителей.

Для характерной области градири (рис. 4.2) с сетчатой насадкой (18 насадочных элементов), распылителя сетчатого типа получено следующее выражение [57]:

$$Pe_{\Gamma} = 2,01 \cdot Re_{d_{\Gamma}}^{-0,245} 10^{0,00072 \cdot Re_{d_{\Gamma}}},$$

$$Re_{d_{\Gamma}} = \frac{W_{\Gamma} \cdot d_{\text{нас}}}{\nu_{\Gamma}}, \quad Re_{d_{\text{ж}}} = \frac{\Gamma \cdot d_{\text{нас}}}{\nu_{\text{ж}}},$$

где  $\Gamma$  – плотность орошения, м/с;  $W_{\Gamma}$  – скорость воздуха, м/с;  $d_{\text{нас}}$  – диаметр насадки, м;  $\nu_{\text{ж}}$ ,  $\nu_{\Gamma}$  – кинематическая вязкость воды и воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Перемешивание в жидкой фазе описывается выражением [57]:

$$Pe_{\text{ж}} = 0,122 \cdot Re_{\text{ж}}^{2,0354} \cdot Ga^{-0,674} \cdot (a_v \cdot h_{\text{нас}})^{0,598},$$

$$Pe_{\text{ж}} = \frac{\Gamma \cdot h_{\text{нас}}}{D_{\text{нж}}}, \quad Re_{\text{ж}} = \frac{4\Gamma}{a_v \nu_{\text{ж}}}, \quad (3.77)$$

$$Ga = (a_v \cdot \theta_{\text{прив}})^{-3},$$

где  $\theta_{\text{прив}} = \left( \frac{\mu_{\text{ж}}^2}{g \cdot \rho_{\text{ж}}^2} \right)^{1/3}.$

Приведенные выражения позволяют рассчитать характеристики перемешивания для уравнений диффузионной модели (3.72).

### Литература к главе 3

1. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ. Казань: Изд-во Казанского ун-та, 1993.
2. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета // Теоретические основы химической технологии. 1993. Т.27. №1. С. 4.
3. Лаптев А.Г. Моделирование элементарных актов переноса в двухфазных средах и определение эффективности массо- и теплообмена в промышленных колонных аппаратах: Дис. ... д-ра техн. наук. Казань: КХТИ, 1995.
4. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И. Решение инженерных задач химической технологии с помощью ЭВМ: учеб. пособие. Казань: КХТИ, 1986.
5. Кафаров В.В., Дорохов И.Н. Системный анализ процессов химической технологии. М.: Наука, 1976.
6. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Кафаров В.В. Сопряженное физическое и математическое моделирование промышленных аппаратов // ДАН СССР. 1985. Т.282. №5. С. 1195-1199.
7. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Кафаров В.В. Сопряженное физическое и математическое моделирование в задачах проектирования промышленных аппаратов // Журнал прикладной химии. 1986. Т. 59. №9. С. 1927-1933.
8. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование процессов разделения на контактных устройствах промышленных колонн // Журнал прикладной химии. 1993. Т.66. №1. С.92-103.
9. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Данилов В.А. Повышение эффективности процессов разделения в массообменных тарельчатых колоннах // Известия вузов. Химия и химическая технология. 1992. Т.35. №11. С. 120-124.
10. Дьяконов С.Г., Лаптев А.Г. Определение объемных коэффициентов теплоотдачи в барботажном слое по математической модели // Тепло- и массообмен в химической технологии: Межвуз. тематич. сб. науч. трудов. Казань: КХТИ. 1991. С. 7-11.
11. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Зайкова О.В. Математическое моделирование массопереноса в промышленных экстракторах на основе исследования лабораторного макета //



- Известия. вузов. Химия и химическая технология. 1994. Т.37. № 3. С.98-104.
12. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г., Данилов В.А. Определение эффективности клапанных тарелок на основе модели переноса в барботажном слое. // Массообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. сб. научн. трудов. Казань: КХТИ, 1989.
  13. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Проектирование и реконструкция массо- и теплообменных аппаратов с минимальным привлечением эмпирической информации // ХИМИЯ-92: Тез. докладов научно-технического симпозиума на международной выставке. М: ЦНИИТЭнефтехим. 1992. С.45-46.
  14. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Минеев Н.Г. Математическое описание гидродинамики в проточном аппарате с неподвижным кольцевым слоем поглотителя // Методы кибернетики химико-технологических процессов: Тез. докладов II Всесоюзной научной конференции. Баку. 1987. С.47.
  15. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Абдулкашарова Ф.А. Определение параметров комбинированных моделей структуры потока вариационным методом // Теоретические основы химической технологии. 1992. Т.26. №6. С. 771-778.
  16. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Карпеев С.В. Снижение энергозатрат и реконструкция тепло-массообменной установки в производстве изопрена-мономера // Известия вузов: Проблемы энергетики. 2001. №9-10. С. 68-76.
  17. Дьяконов С.Г., Лаптев А.Г. Обобщение гидродинамической аналогии на градиентные потоки // Теоретические основы химической технологии. 1998. Т. 3. № 3. С.229-236.
  18. Лаптев А.Г., Мальковский П.А. Математическое моделирование и модернизация установки получения моторных и котельных топлив Сургутского ЗСК. Сообщение 1. Постановка задачи. Описание установки. Математическая модель процесса // Известия вузов. «Проблемы энергетики». 2002. №5-6. С. 38-47.
  19. Кафаров В.В. Основы массопередачи. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1979г.
  20. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч.1. М.: Наука, 1987.
  21. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне

- // Тез. докл. Третьего форума молодых ученых и специалистов. Казань. 2001. С.15
22. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель охлаждения воды в градирне // Тез. докладов аспирантско-магистерского научного семинара КГЭУ. 2001. С. 9-10.
  23. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса испарительного охлаждения воды в вентиляторной градирне // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2001. №11-12. С. 113-122.
  24. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процессов переноса в насадочном слое // Математические методы в технике и технологиях (ММТТ-15): Сборник трудов XV Междунар. науч. конференции. Тамбов, 2002. Т10. С.80-81.
  25. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Ведьгаева И.А. Математическая модель процесса охлаждения воды в насадочном слое // Тез. докл. Третьей Российской национальной конференции по теплообмену. Москва. 2002. С.86-89.
  26. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А. Моделирование тепломассообменных процессов в градирнях // Материалы докл. Всероссийской школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. Академика РАН В.Е. Алемасова. 2002. С. 9-10.
  27. Фарфаровский Б.С., Фарфаровский В.Б. Охладители циркуляционной воды тепловых электростанций. Л.: Энергия, 1972.
  28. Кучеренко Д.И., Гладков В.А. Обратное водоснабжение (Системы водяного охлаждения). М.: Стройиздат, 1980.
  29. Markatos N.C. Mathematical modelling of single and two-phase flow problems in the process industries // Revue de l'Institut Frangais du Pe'trole, 1993. v.48, № 6. P. 631-662.
  30. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Модель массоотдачи в барботажном слое на основе концепции активного входного участка // ТОХТ. 1991. Т.25. № 6. С.783-795.
  31. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Модель переноса в барботажном слое на контактных устройствах промышленных аппаратов. // Массообменные процессы и аппараты хим. технологии: Межвуз. тематич. сб. науч. тр. / КХТИ. Казань, 1988. С.8-25.
  32. Александров И.А. Массопередача при ректификации и абсорбции многокомпонентных смесей. М.: Химия, 1975.
  33. Рамм В.М. Абсорбция газов. - 2-е изд. М.: Химия, 1976.
  34. Reinhard Billet. Packed towers in processing and enviropmental technology. VCH. New York, 1995.

35. Лаптев А.Г., Елизаров В.И., Дьяконов С.Г. Определение объемных коэффициентов массоотдачи в газе (паро) жидкостном слое на промышленных контактных устройствах при масштабном переходе (ситчатые и струйные тарелки) // Известия вузов. Химия и химическая технология. 1991. Т.34. № 6. С.97-101.
36. Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Математическое моделирование объемных коэффициентов массоотдачи на контактных устройствах с учетом неравномерности распределения фаз в газе (паро) жидкостном слое // Массообменные процессы и аппараты хим. технологии: Межвуз. тематич. сб. науч. трудов Казань: КХТИ. 1990. С.4-8.
37. Deen N.G., Solberg T., Hjertager B.H. Numerical Simulation of the Gas-Liquid Flow in a Cross-sectioned Bubble Column // 14th Int. Congr. of Chem. and Process Eng. Praha, Aug. 2000. P. 1-18.
38. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987 г.
39. Протодяконов И.О., Чесноков Ю.Г. Гидромеханические основы процессов химической технологии: Учебное пособие для вузов. Л.: Химия, 1987.
40. Лаптев А.Г., Фарахов М.И., Миндубаев Р.Ф. Очистка газов от аэрозольных частиц сепараторами с насадками. Казань: Печатный двор, 2003.
41. Андерсон Д., Ганнехилл Д., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2 т. / Пер с англ. М.: Мир, 1990. Т.2.
42. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. М.: Мир, 1991.
43. Белоцерковский О.М., Гуцин В.А., Щенников В.В. Метод расщепления в применении к решению задач динамики вязкой несжимаемой жидкости // Журн. вычисл. матем. и матем. физ. 1975. Т. 15. № 1. С.197-207.
44. Померанец М.В., Данилов В.А., Лаптев А.Г. Вычисление полей скоростей и давления в массотеплообменных аппаратах при наличии гидродинамических неравномерностей // Тепло- и массообмен в химической технологии: Межвуз. сб. науч. трудов. Казань. 1995. С. 36-41.
45. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1960.
46. Скобло А.И., Трегубова И.А., Молоканов Ю.К. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. М.: Химия, 1982.

47. Коган В.Б. Теоретические основы типовых процессов химической технологии. Л.: Химия, 1977.
48. Мамейков З.К., Малофеев Н.А., Малюсов В.А. Массообмен при испарении капель в воздух при испарении капель в воздух в колонне распылительного типа. // ТОХТ. 1984. Т.18. № 5. С. 669-673.
49. Мамейков З.К., Малофеев Н.А., Малюсов В.А. Исследование массообмена в процессе испарения капель в воздух в режиме противотока фаз. // ТОХТ. 1984. № 3. С.297-303.
50. Броунштейн Б.И., Щеглов В.В. Гидродинамика, массо – и теплообмен в колонных аппаратах. Л.: Химия, 1988.
51. Пленочная тепло и массообменная аппаратура. /Под ред. В.М. Олевского. М.: Химия, 1988.
52. Жаворонков Н.М. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. М.: Советская наука, 1944.
53. Жаворонков Н.М. Количество жидкости, удерживаемой на орошаемой неупорядоченной насадке // Химическая промышленность. 1949. № 10. С. 298-301.
54. Жаворонков Н.М., Гильденблат И.А., Рамм В.М. Количество жидкости, находящейся при работе в насадках абсорбционных колонн // Химическое машиностроение. 1960. №5. С 13-16.
55. Жаворонков Н.М. Гидравлическое сопротивление орошаемых неупорядоченных насадок // Химическая промышленность. 1948. № 10. С.294-300.
56. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Барменков Р.А. Вентиляторные градирни (расчет и проектирование). Госстройиздат, 1964.
57. Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды и реконструкция промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань. КГТУ, 2000.
58. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Вентиляторные градирни. М.: Стройиздат, 1976.
59. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Анализ эффективности работы водо-охладительных устройств (вентиляторных градирен) // Массообменные процессы и аппараты хим. технологии: Межвуз. тематич. сб. науч. тр. / КХТИ. Казань, 1998. С.8-25.

## **ГЛАВА 4**

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ХАРАКТЕРНОЙ ОБЛАСТИ**

В данной главе представлено описание экспериментального стенда (характерной области), дана методика экспериментальных исследований охлаждения оборотной воды в градирне и приведены результаты экспериментов. Получены обобщающие уравнения для расчета объемных коэффициентов массоотдачи для ситчатого распылителя при горизонтальном и вертикальном расположении насадочных элементов. Исследовано влияние ПАВ на процесс охлаждения воды.

#### **4.1. Исследования охлаждения воды в градирнях**

Экспериментальному исследованию процесса охлаждения воды уделяется большое внимание различных авторов. Но, к сожалению, большинство работ выполнялось в 50-60 годы прошлого столетия. В частности обзор этих работ приведен в [1]. Ниже рассмотрены некоторые результаты, полученные за последние 20-30 лет и собственные результаты авторов.

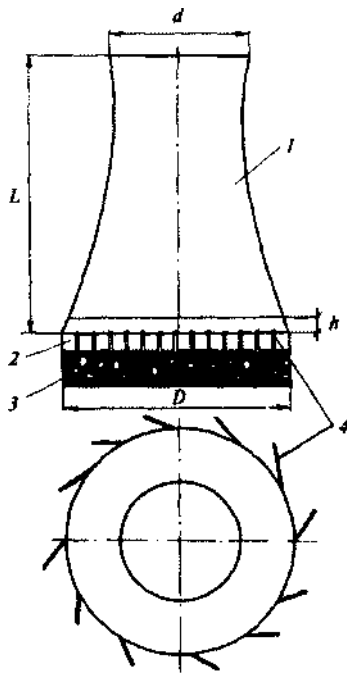
В качестве одного из средств теплоэнергетических исследований хорошо зарекомендовал себя метод лабораторного моделирования [2].

При проведении экспериментальных исследований частичное подобие не служит препятствием для использования модельных экспериментов в качестве имитационного средства исследования, поскольку концепция формирования течений в натуральных и модельных процессах является одной и той же. Она определяется соблюдением законов сохранения массы, импульса и энергии.

Реальная система представляется упрощенной до такого состояния, при котором в лабораторных условиях достигается воспроизводимость с известной точностью только реперных процессов. В натуральных условиях могут наблюдаться и другие явления, но от них в рамках имитационного моделирования можно абстрагироваться. В данном случае реперным является процесс равномерного распределения завихренности вертикально ориентированной вращающейся массы, обладающей способностью к текучести. Поэтому, распространяя результаты моделирования на аэродинамические процессы, протекающие в реальных градирнях, приходится согласиться с тем, что подобие выступает как вид

“ослабленного” равенства, при котором сравниваемые явления тождественны не во всей совокупности своих элементов, а лишь в некоторой их части [3].

Для изучения влияния вихревой структуры течений в башенной градирне на эффективность охлаждения испаряющейся воды был создан ее геометрически подобный макет, уменьшенный по сравнению с натурой в 640 раз (рис. 1).



- 1 — корпус башни,
- 2 — проем тамбура;
- 3 — резервуар с подогревой водой;
- 4 — направляющие экраны

Рис. 4.1. Схема модели башенной испарительной градирни [3]

Маломасштабная градирня была дополнена конструктивными элементами, которые обеспечивали изменение направления потока, входящего в башню через ее придонную часть. В целом, она представляла собой открытый снизу и сверху сосуд гиперболоидной формы высотой  $L = 0,25$  м. Диаметр башни в основании  $D = 0,2$ , в устье —  $d = 0,13$  м. Боковая поверхность была выполнена из плексигласа. Корпус башни закреплялся над заполненным горячей водой резервуаром, равным в поперечнике диаметру ее основания. Вода в резервуаре подогревалась электронагревателем, температура регулировалась его мощностью. Контроль за постоянством температуры осуществлялся полупроводниковым датчиком СТ1-19. Реле, установленное в цепи питания электронагревателя, гарантировало стабильность заданной температуры в пределах  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В нижней части модели вырезался проем высотой  $0,03$  м — аналог тамбура натурной градирни. В проеме располагались 16 направляющих щитов,

которые представляли собой квадратные пластины размером 0,03x0,03 м. Они могли поворачиваться вокруг вертикальной оси и фиксированно устанавливаться под заданным углом  $\theta$  к радиусу. Воздушный поток, имитирующий охлаждение испаряющейся оборотной воды, благодаря щитам эжектировался из окружающей среды в башню по тангенциальным направлениям.

Течение внутри модели башенной градирни формировалось следующим образом. Паровоздушная смесь поднималась вверх. Благодаря перепаду температур внутри и снаружи более прохладный воздух подсасывался в башню, и после прохождения экранов приобретал угловой момент. Поток, который при этом формировался в башне, представлял собой соединение двух течений – влажного конвективного и сухого вихревого.

Измерения скорости потока проводились при различных условиях взаимодействия пара и воздуха. Было выбрано несколько характерных режимов течения с различными фиксированными значениями угла входа  $\theta$ , глубины входа  $h$  и температуры  $T$  нагретой воды. Расход воздуха, поступающего в градирню, регулировался разностью температур воды и окружающей башню воздушной среды.

Из анализов полученных в экспериментах анемометрических измерений следует, что значения средней скорости течений в башне с ростом угла входа увеличивались [3]. Наибольший вклад в такое изменение скорости вносила тангенциальная компонента скорости. Осевая и радиальная составляющие последней также нарастали с увеличением угла входа, но не так существенно, как тангенциальная. При формировании в градирне вихревого потока радиальные профили всех составляющих скорости характеризовались более равномерным распределением по сечению башни, чем при безвихревом потоке.

Преобразование структуры течения в башне градирни с завихрителями в более равномерную и устойчивую по отношению к внешним возмущениям, как оказалось, может привести к выигрышу в тепловой эффективности. Об этом говорят результаты расчетов по данным модельных измерений испарительного охлаждения при различных значениях углов входа воздушного потока в градирню. Тепловой коэффициент полезного действия в модели градирни определялся как разность отношения температуры  $T$  нагретой воды в резервуаре под башней модельной градирни и температуры  $T$  охлажденной воды к разности температуры нагретой воды и предельной температуры  $t_{\text{МТН}}$  охлаждения (температуры мокрого термометра) [3].

Изучение распределения воздуха, как и определение значений гидравлических сопротивлений отдельных элементов конструкции, путем

непосредственных измерений на работающих охладителях наталкивается на значительные трудности, так как скорости воздуха и перепады давления здесь очень невелики, а условия измерения крайне неблагоприятны для применения требующихся при этом измерительных приборов. Поэтому о распределении воздуха приходится судить по косвенным данным. Эти данные обычно искажаются неравномерностью распределения воды, влиянием ветра и т.п. Кроме этого, в эксплуатационных условиях затруднительно, а часто и невозможно осуществление конструктивных изменений с целью выяснения их влияния на распределение воздуха.

Для проверки и уточнения теоретических представлений об условиях и мерах для улучшения распределения воздуха в охладителях может быть использован метод физического моделирования. При выполнении моделей градирен строгое соблюдение всех условий подобия оказывается обычно невозможным и приходится допускать ряд отступлений от них – продувать “сухие” модели, т.е. модели без воды, заменять при малом масштабе модели оросительное устройство “эквивалентными сопротивлениями” и др., но это не лишает исследования на моделях большой практической ценности. Подобные исследования способствуют усовершенствованию конструкций охладителей [1].

Измерения расхода воздуха в условиях производства значительно трудоемки и требуют значительного числа наблюдений. Тем не менее ВНИИ ВОДГЕО, ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, ЮжОРГРЭС и др. такие исследования проведены. Кроме того, выполнен ряд экспериментов с различными типами оросителей на опытных установках этими же организациями [4].

#### **4.2. Лабораторный макет характерной области градирни**

Характерная область представляет собой зону градирни, где происходит совокупность элементарных явлений тепломассопереноса. Математическое описание элементарных явлений инвариантно к масштабу аппарата и к взаимодействию с другими областями. Масштаб аппарата (градирни) и различные взаимодействия учитываются параметрически. Для замыкания математического описания процессов в промышленной градишне, представляющей собой систему дифференциальных уравнений (3.6) – (3.10) или уравнения диффузионной модели (3.72), необходимо иметь интегральную характеристику характерной области – объемный коэффициент массоотдачи.

Анализ работ [5-9], посвященных исследованию аппаратов с насадками с различным количеством точек орошения, показывает, что значение высоты



насадки для аппаратов диаметром  $d_{\text{ап}} < 0,15$  м, эквивалентной теоретической ступени разделения (ВЭТС), практически не зависит от числа точек орошения. Значительное влияние неравномерности орошения на эффективность теплообмена в слое насадки проявляется при  $d_{\text{ап}} > 0,2$  м. Таким образом, диаметр макета характерной области градирни должен быть  $\approx 0,2$  м. При таком диаметре можно проводить исследования насадки без учета неравномерности орошения. Для лабораторной установки необходимо иметь высоту слоя насадки  $h_{\text{нас}} > \text{ВЭТС}$ , так как значение ВЭТС зависит от диаметра аппарата и составляет  $(0,5 \div 2)d_{\text{ап}}$  [6].

Установка [10] для проведения экспериментов представляет собой выполненную из оргстекла обечайку без дна и без крышки (Рис.4.2). В верхней части установки находится вентилятор с регулируемым числом оборотов пропеллера. В нижней части установки расположена решетка, которая выполнена в виде сита с размером ячеек 10 мм [11]. Блоки насадки устанавливаются на решетку.

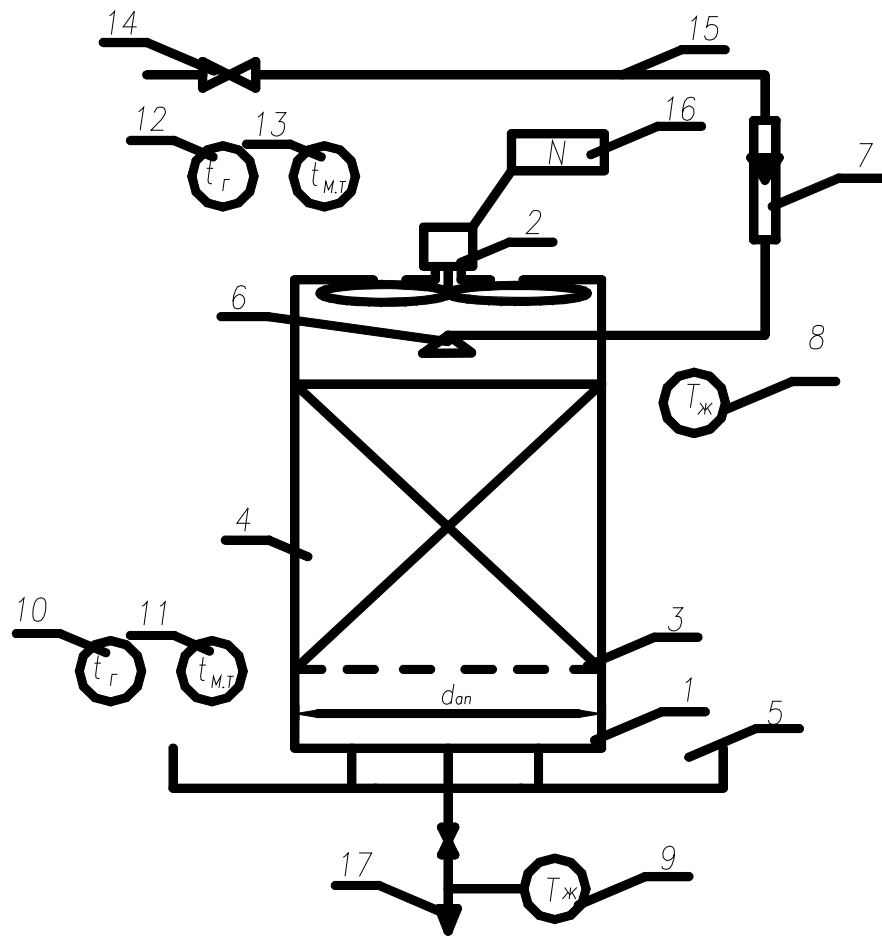
В верхней части обечайки на расстоянии 35 мм от вентилятора находится разбрызгиватель воды. Насосом из бака нагрева, в разбрызгиватель через штуцер подается горячая вода. В работе использовались разбрызгиватель ситчатого типа (душ).

Аппарат крепится шпильками к открытой емкости для сбора жидкости. Емкость также шпильками крепится к корпусу стенда. Из емкости, по трубопроводу вода через штуцер отводится обратно в бак для нагрева. Бак для нагрева выполнен в виде емкости объемом 200 л. Внутри него установлен теплоэлектронагреватель (ТЭН).

Согласно показаниям ротаметра расход жидкости регулируется вентилем. Для измерения температуры потоков воды на входе и выходе из макета градирни предусмотрены датчики (термопары с микропроцессорами).

Высота лабораторной установки  $h_{\text{ап}} = 0,58$  м, внутренний диаметр обечайки  $d_{\text{ап}} = 0,2$  м, высота слоя насадки  $h_{\text{нас}} = 0,4$  м [10].

Теплая вода на охлаждение поступает по трубопроводу 15 через ротаметр 7 из теплообменника в верхнюю часть аппарата. Распределитель жидкости 6 равномерно орошает слой насадки. С помощью вентилятора 2 в аппарате создается восходящий поток воздуха. В слое насадки при противоточном движении происходит взаимодействие потоков воздуха и воды. Вода движется вниз, смачивая насадку и образуя пленку на поверхности элементов. Воздух движется вверх между насадочными элементами,



- 1 – обечайка
- 2 – вентилятор
- 3 – опорная решетка
- 4 – насадка (блок насадки)
- 5 – чаша для сбора воды
- 6 – ситчатый распределитель жидкости (душ)
- 7 – ротаметр
- 8 – датчик для измерения температуры воды на входе
- 9 – датчик для измерения температуры воды на выходе
- 10 – датчик для измерения температуры воздуха на входе
- 11 – датчик температуры мокрого термометра на входе
- 12 – датчик для измерения температуры воздуха на выходе
- 13 – датчик температуры мокрого термометра на выходе
- 14 – вентиль
- 15 – трубопровод для подачи воды на охлаждение
- 16 – тахометр
- 17 – выход охлаждения воды

Рис. 4.2. Схема экспериментальной установки градирни (характерной области)

взаимодействуя с пленкой воды, при этом протекают процессы сопряженного тепломассообмена (испарительное охлаждение воды).

Насадка используется для образования поверхности контакта между взаимодействующими фазами. В процессе экспериментального исследования в качестве блоков насадки использовалась насадки сетчатого типа из полиэтилена  $h_{\text{нас}} = 0,4$  м,  $d_{\text{нас}} = 0,05$  м (Рис. 4.3).

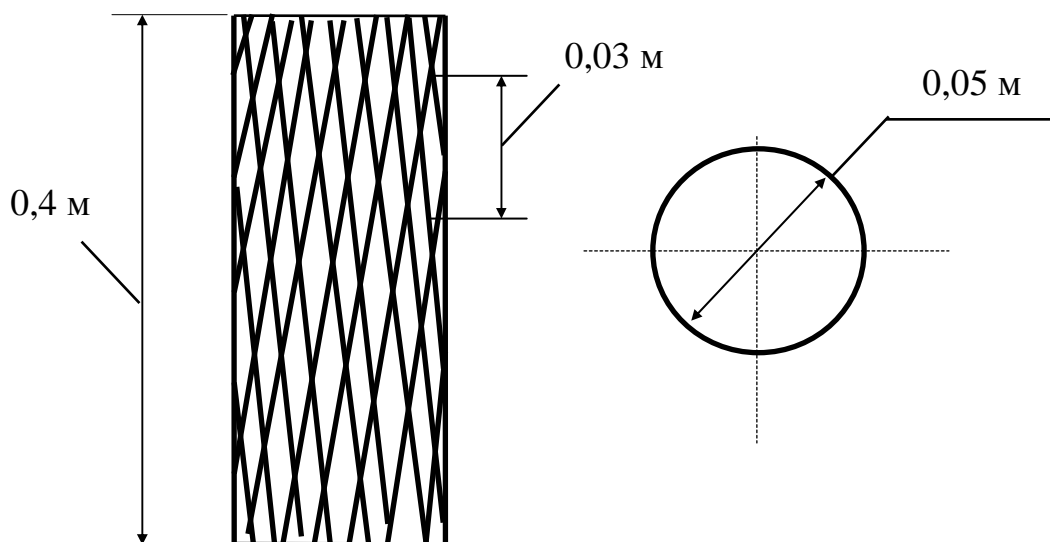


Рис. 4.3. Сетчатая насадка, используемая на ОАО “Казаньоргсинтез”

Основные характеристики сетчатой насадки:

удельная поверхность	$a_v = 140 \text{ м}^2/\text{м}^3$
удельный свободный объем	$V_{\text{св}} = 0,895 \text{ м}^3/\text{м}^3$
эквивалентный диаметр насадки	$d_{\text{эКВ}} = 0,026 \text{ м}$

Эквивалентный диаметр насадки рассчитывается как  $d_{\text{эКВ}} = \frac{4V_{\text{св}}}{a_v}$ .

Измерения скорости воздушного потока проводились с помощью первичного измерительного преобразователя АП1-1. Диапазон его измерения 0,3 - 5,0 м/с. Предел допускаемой погрешности  $\pm (0,1+0,05W)$ , где  $W$  – измеряемая средняя скорость воздушного потока в м/с.

#### 4.2.1. Параметры промышленной градирни и характерной области

Предварительные оценки эффективности теплообмена в зонах градирни показывают, что основной вклад в процесс испарительного охлаждения воды дает область пленочного течения по поверхностям насадочных элементов.

При исследовании процесса испарительного охлаждения воды в характерной области в соответствии с теорией подобия необходимо обеспечить подобный гидродинамический режим работы с промышленной градирней. Для этого в качестве насадки используются контактные элементы, применяемые в промышленных градирнях.

##### *Параметры промышленной градирни по данным ОАО “Казаньоргсинтез”:*

- Средняя скорость воздуха в зоне блоков насадки  $0,2 \div 1,5$  м/с;
- производительность по воздуху  $226080 \div 1695600$  м<sup>3</sup>/ч;
- $Re_{\Gamma} = 400 \div 3000$  для промышленной градирни в зоне блоков насадки;
- расход жидкости в промышленной градирне  $2500 \div 2700$  м<sup>3</sup>/ч;
- плотность орошения в промышленной градирне  $6,5 \div 7,1$  м<sup>3</sup>/ м<sup>2</sup>·ч;
- $Re_{\text{ж}} = 69 \div 75$  для промышленной градирни в зоне блоков насадки (при условии полной смачиваемости поверхности).

##### *Для лабораторного макета характерной области:*

- Интервал скоростей газа  $0,72 \div 1,07$  м/с;
- интервал чисел  $Re_{\Gamma} = 1440 \div 2140$ ;
- расход жидкости  $39 \cdot 10^{-6} \div 74 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с;
- интервал плотностей орошения  $4,01 \div 7,61$  м<sup>3</sup>/ м<sup>2</sup>·ч;
- интервал чисел  $Re_{\text{ж}} = 42 \div 70$ .

На макете градирни можно экспериментально измерить следующие параметры:

- температуру воды на входе в аппарат, °С;
- температуру воды на выходе из аппарата, °С;
- температуру воздуха на входе в аппарат, °С;
- температуру воздуха на выходе из аппарата, °С;
- скорость воздуха (число оборотов вентилятора по показаниям тахометра), об/мин;
- температуру воздуха на входе по показаниям мокрого термометра, °С;
- температуру воздуха на выходе по показаниям мокрого термометра, °С;

- расход воды (по показаниям ротаметра).

При проведении экспериментов устанавливали число оборотов вентилятора 2 в диапазоне 700÷1000 об/мин. Расход жидкости по прибору 7 в диапазоне 30÷70 делений, что соответствует 4,01÷ 7,61 м<sup>3</sup>/ч·м<sup>2</sup>.

Для измерения температур использовались термопары с микропроцессорной системой обработки данных.

### 4.3. Методика обработки результатов эксперимента

В данном разделе на основе обработки опытных данных получены эмпирические выражения для расчета объемного коэффициента массоотдачи в характерной области с ситчатым распылителем при различном расположении элементов насадки.

#### 4.3.1. Параметры влажного воздуха

Исследование и расчет процесса испарительного охлаждения в градирне связаны с определением параметров влажного воздуха. К ним относятся относительная влажность, влагосодержание, теплосодержание.

Относительная влажность  $\varphi$  – отношение количества паров жидкости в газе к максимально возможному при данных температуре и общем давлении или отношение плотности пара  $\rho_{\text{п}}$  при данных условиях к плотности насыщенного пара  $\rho_{\text{н.п.}}$  при тех же условиях:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н.п.}}} \cdot 100 \% = \frac{P_{\text{п}}}{P_s} \cdot 100 \% \quad (4.1)$$

Относительная влажность воздуха движущегося со скоростью  $U$  (м/с) рассчитывается с поправкой [12]:

$$\varphi = \frac{P_{\text{п}}}{P_s} = \frac{P_{sm} - B(t - t_{\text{MT}}) \Pi}{P_s} \quad (4.2)$$

где  $P_{\text{п}}$  – парциальное давление водяного пара в потоке воздуха;  $P_{sm}$  – давление насыщенного водяного пара при температуре мокрого термометра;  $P_s$  – давление насыщенного водяного пара при температуре сухого термометра;  $(t - t_{\text{MT}})$  – разность температур воздуха по сухому и мокрому термометрам;  $\Pi$  – барометрическое давление.

Коэффициент  $B$ , зависящий от скорости воздуха, при  $W > 0,5$  м/с рассчитывается по формуле:

$$B = 0,00001 \left( 65 + \frac{6,75}{W} \right) \quad (4.3)$$

Влагосодержанием  $x$  понимают количество пара жидкости (в кг), приходящегося на 1 кг абсолютно сухого газа. Для смесей водяного пара и воздуха [13]:

$$x = 0,622 \frac{\varphi P_s}{n - \varphi P_s}, \quad \frac{\text{кг вод.пара}}{\text{кг сух.пара}} \quad (4.4)$$

где  $P_s$  – давление насыщенного водяного пара, Па;

Теплосодержание (энтальпия) парогазовой смеси, отнесенное к 1 кг сухого газа

$$I = (C_{с.в.} + C_{п} x) t + R_0 x, \quad (4.5)$$

где  $I$  – энтальпия воздуха,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг сух.пара}}$ ;  $C_{с.в.}$  – средняя удельная теплоемкость

сухого воздуха (при постоянном давлении), Дж/кг·К;  $C_{п}$  – удельная теплоемкость водяного пара, Дж/кг·К;  $x$  – влагосодержание воздуха, кг пара/кг сухого воздуха;  $t$  – температура воздуха по сухому термометру, С;  $R_0$  – удельная теплота парообразования воды при температуре  $t$ , Дж/кг.

Плотность влажного воздуха  $\rho_{вл}$  (кг/м<sup>3</sup>) при давлении  $\Pi$  и температуре  $T$ , определяется по уравнению [13]:

$$\rho_{вл} = \rho_{в} + \rho_{п} \quad (4.6)$$

в котором плотность сухого воздуха  $\rho_{в}$  и плотность водяного пара  $\rho_{п}$  взяты каждая при своем парциальном давлении:

$$\rho_{вл} = \frac{3,48 \cdot 10^{-3}}{T} (n - 0,378 \cdot \varphi \cdot P_s), \quad (4.7)$$

где  $T$  – температура воздуха, К,  $T = 273 + t$ ;  $P_s$  – давление насыщенного водяного пара, Па;  $\Pi$  – атмосферное давление ( $\Pi = 101300$  Па).

#### 4.3.2. Материальный и тепловой баланс макета градирни

Пусть через градирню проходит  $V_G$  м<sup>3</sup>/с воздуха, причем температура его меняется от  $T_{G,н}$  до  $T_{G,к}$ , влагосодержание от  $x_n$  до  $x_k$  кг/кг, а теплосодержание (энтальпия) от  $I_n$  до  $I_k$  Дж/кг. Количество подаваемой воды

(объемный расход)  $V_{\text{ж}}$  м<sup>3</sup>/с. Начальная температура воды  $T_{L,\text{н}}$ , конечная температура воды  $T_{L,\text{к}}$  (рис. 4.4).

Как показывают проведенные экспериментальные оценки, унос воды воздушным потоком составляет не более 2% от общего количества воды, поступающей на установку. Поэтому влиянием уноса в уравнениях баланса можно пренебречь.

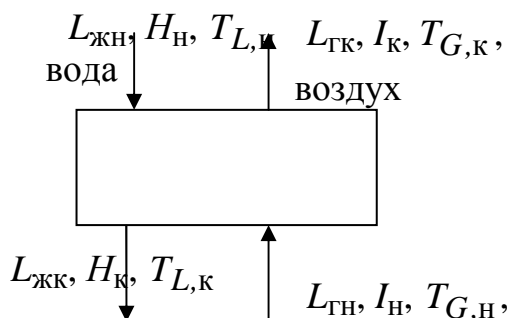


Рис. 4.4. К выводу уравнения материального и теплового баланса градирни

Уравнение материального баланса имеет вид:

$$L_{\text{гн}} + L_{\text{жк}} = L_{\text{гк}} + L_{\text{жн}} . \quad (4.8)$$

Массовый расход воздуха  $L_{\text{гн}}$  на входе в установку:

$$L_{\text{гн}} = V_{\text{г}} \cdot \rho_{\text{вл}} , \quad \text{кг/с}, \quad (4.9)$$

где  $V_{\text{г}}$  – расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_{\text{вл}}$  – плотность воздуха при  $t_{\text{н}}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Массовый расход сухого воздуха в установке  $G$ , кг/с :

$$G = \frac{L_{\text{гн}}}{(1 + x_{\text{н}})} . \quad (4.10)$$

Испаренная вода за единицу времени  $M$  (кг/с)

$$M = G(x_{\text{к}} - x_{\text{н}}) . \quad (4.11)$$

Массовый расход воды на входе в градирню:

$$L_{\text{жн}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot \text{кг/с} , \quad (4.12)$$

где  $\rho_{\text{ж}}$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup> (при температуре  $T_{\text{н}}$ );  $V_{\text{ж}}$  – объемный расход воды на входе в установку, м<sup>3</sup>/с.

Расход воды на выходе из градирни  $L_{\text{жк}}$ :

$$L_{\text{жк}} = L_{\text{жн}} - M , \quad \text{кг/с}. \quad (4.13)$$

Уравнение теплового баланса градирни:

$$GI_{\text{н}} + L_{\text{жн}}H_{\text{н}} = GI_{\text{к}} + L_{\text{жк}}H_{\text{к}} + Q_{\text{потерь}} . \quad (4.14)$$

Согласно уравнению теплоотдачи поток тепла от стенок аппарата в окружающую среду (воздух) равен:

$$Q_{\text{потерь}} = \alpha_{\text{ст}} \cdot F_{\text{ст}} (T_{\text{ст}} - T_{G,\text{н}}) , \quad (4.15)$$

где  $\alpha_{ст}$  – суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией, Вт/м<sup>2</sup>С;  $F_{ст}$  – площадь поверхности аппарата, через которую теряется тепло в окружающую среду, м<sup>2</sup>;  $T_{ст}$  – средняя температура поверхности стенки аппарата, °С;  $T_{G,н}$  – температура окружающего воздуха, °С.

В инженерных расчетах коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ст}$  определяют по эмпирической зависимости [14]:

$$\alpha_{ст} = 9.3 + 0.058 \cdot (T_{ст} - T_{G,н}). \quad (4.16)$$

Поверхность стенки, через которое передается тепло:

$$F_{ст} = \pi \cdot D \cdot h_{ап}, \quad \text{м}, \quad (4.17)$$

где  $h_{ап}$  – высота аппарата;  $D$  – диаметр аппарата, м.

Средняя температура стенок аппарата:

$$T_{ст} = \frac{T_{G,н} + T_{G,к}}{2}. \quad (4.18)$$

Энтальпия воды на входе в установку  $H_{н}$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ :

$$H_{н} = T_{L,н} C_{жн}, \quad (4.19)$$

где  $C_{жн}$  – теплоемкость воды при температуре  $T_{н}$ , Дж/(кг·К)

Энтальпия воды на выходе из установки  $H_{к}$ ,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$

$$H_{к} = T_{L,к} C_{жк}, \quad (4.20)$$

где  $C_{жк}$  – теплоемкость воды при температуре  $T_{к}$ , Дж/(кг·К).

Из уравнения теплового баланса следует, что теплоту, переданную от воды к воздуху можно рассчитать по формуле:

$$Q = GI_{к} - GI_{н} \quad (4.21)$$

или при  $G \approx \text{const}$ :

$$Q = G(I_{к} - I_{н})$$

### 4.3.3. Коэффициенты тепломассоотдачи и тепловой КПД

Уравнение для расчета потока тепла передаваемого от жидкости в воздух (парогазовую смесь) при испарительном охлаждении воды в градирне для элемента  $df$  имеет известный вид:

$$dQ = \alpha(T_{Lf} - T_G)df + I_{н}'' \cdot dL_{ж}, \quad (4.22)$$



где  $L_{ж}$  – гидравлическая нагрузка градирни (количество охлаждаемой воды), м<sup>3</sup>/ч;  $I_n''$  – энтальпия водяного пара, ккал/кг·сух. возд;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, ккал/м<sup>2</sup> час °С.

Количество испарившейся жидкости:

$$dM = \beta_x (x'' - x) df, \quad (4.23)$$

где  $x''$  – влагосодержание насыщенного воздуха, кг/кг;  $x$  – влагосодержание воздуха, кг/кг;  $\beta_x$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний, кг/м<sup>2</sup> час (кг/кг).

Принимая во внимание соотношение Льюиса:  $\frac{\alpha}{\beta_x} = c_{вл}$ ,

где  $c_{вл}$  – теплоемкость влажного воздуха, отнесенная к 1 кг содержащегося в нем сухого воздуха, ккал/град кг.

Переписывая равенство (4.22) с учетом (4.23) получают [1]:

$$dQ = [\alpha(T_{L_f} - T_G) + I_n'' \beta_x (x'' - x)] df = \beta_x [C_{вл}(T_{L_f} - T_G) + I_n'' (x'' - x)] df. \quad (4.24)$$

Подставив сюда:  $C_{вл} = C_v + C_n x_v$  и  $I_n'' \approx r + C_n T_{L_f}$ ,

где  $C_n$  – теплоемкость водяного пара, ккал/кг °С;  $C_v$  – теплоемкость сухого воздуха, ккал/кг °С;  $r$  – теплота парообразования, ккал/кг.

Тогда, учитывая, что:  $I_n'' = C_v T_{L_f} + (r + C_n T_{L_f}) x''$ ,

$$I = C_v \cdot T_G + (r + C_n T_G) x.$$

После простых преобразований записывают [1]:

$$dQ = \beta_x (I_n'' - I) df \quad (4.25)$$

В интегральной форме:

$$Q = \beta_x \int_0^F (I_n'' - I) df = \beta_x \cdot \overline{\Delta I}_{cp} \cdot F, \quad (4.26)$$

где  $\overline{\Delta I}_{cp}$  – средняя движущая сила процесса испарительного охлаждения, ккал/кг.

Средняя движущая сила процесса испарительного охлаждения принимается как среднелогарифмическая:

$$\overline{\Delta I}_{cp} = \frac{\Delta I_{б} - \Delta I_{м}}{\ln \frac{\Delta I_{б}}{\Delta I_{м}}}, \quad (4.27)$$

где  $\Delta I_{б}$  и  $\Delta I_{м}$  – большая и меньшая разности энтальпий теплоносителей в верхнем и нижнем сечениях градирни (рис.4.5).

$$\Delta I_{\bar{\delta}} = I_{\text{грн}} - I_{\text{к}}, \quad \Delta I_{\text{м}} = I_{\text{грк}} - I_{\text{н}}.$$

$I_{\text{грн}}$  – энтальпия воздуха на границе раздела фаз при температуре жидкости  $T_{\text{Лн}}$ , Дж/кг. сух. возд ;

$I_{\text{к}}$  – энтальпия воздуха в ядре газовой фазы при температуре  $T_{\text{Гк}}$ , Дж/кг. сух. возд;

$I_{\text{грк}}$  – энтальпия воздуха на границе раздела фаз при температуре жидкости  $T_{\text{Лк}}$ , Дж/кг. сух. возд;

$I_{\text{н}}$  – энтальпия воздуха в ядре газовой фазы при температуре  $T_{\text{Гн}}$ , Дж/кг. сух.возд;

Если  $\Delta I_{\bar{\delta}}$  и  $\Delta I_{\text{м}}$  отличаются менее, чем в 2 раза, то среднюю разность энтальпий считают как среднеарифметическую:

$$\overline{\Delta I}_{\text{ср}} = \frac{\Delta I_{\bar{\delta}} + \Delta I_{\text{м}}}{2}.$$

Расхождение между среднелогарифмической и среднеарифметической разностями энтальпий не превышает 4 % [1].

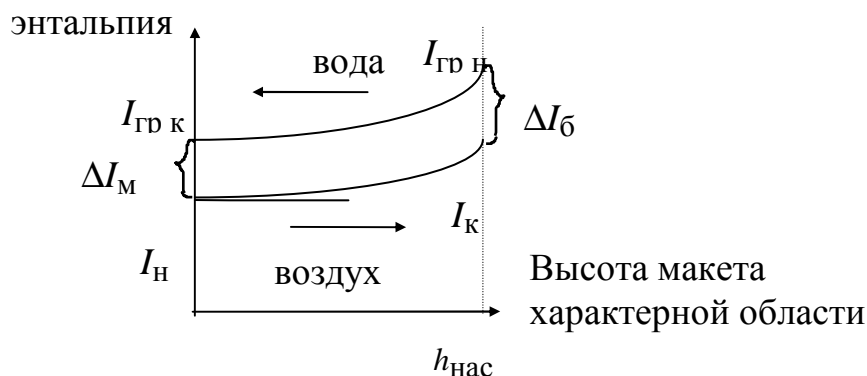


Рис.4.5. Изменение энтальпии воздуха по высоте характерной области

При экспериментальном определении коэффициента массоотдачи используется уравнение (4.26) записанное в виде [15]:

$$\beta_x F = \frac{Q}{\Delta I_{\text{ср}}} \quad (4.28)$$

Экспериментальные данные по массоотдаче при испарительном охлаждении воды в градирнях обобщаются в виде эмпирической зависимости для объемного коэффициента [4]:

$$\beta_{V_x} = A \cdot \Gamma^n (\lambda)^m, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \text{с}}, \quad (4.29)$$

где  $A$ ,  $m$ ,  $n$  – константы, зависящие от типа насадки,  $\Gamma$  – плотность орошения,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \text{ч})$ ;  $\lambda = \frac{G}{L_{\text{ж}}}$ .

Коэффициенты теплоотдачи и массоотдачи в газовой фазе связаны соотношением Льюиса:

$$\frac{\alpha_V}{\beta_{V_x}} = C_{Pr} \cdot \left( \frac{Sc_{\Gamma}}{Pr_{\Gamma}} \right)^{0,5}, \quad (4.30)$$

где  $C_{Pr}$  – теплоемкость воздуха;  $Sc_{\Gamma}$  – число Шмидта;  $Pr_{\Gamma}$  – число Прандтля,  $\alpha_V$  – объемный коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/\text{м}^3 \text{К}$ .

$$\text{Для воздуха } \left( \frac{Sc_{\Gamma}}{Pr_{\Gamma}} \right)^{0,5} \approx 1.$$

Средний тепловой КПД (коэффициент полезного действия) градирни по жидкой фазе:

$$E_{\text{ж}} = \frac{T_{L,\text{н}} - T_{L,\text{к}}}{T_{L,\text{н}} - t_{\text{МТН}}} \cdot 100\% , \quad (4.31)$$

$t_{\text{МТН}}$  – температура мокрого термометра на входе в градирню (теоретический предел охлаждения жидкости).

Физический смысл КПД, заключается в том, что он показывает степень приближения процесса к состоянию равновесия. Для процесса испарительного охлаждения воды КПД = 100% означает, что потоки газа и жидкости на выходе из установки имеют равновесные параметры. Равновесная температура между воздухом и водой равна температуре мокрого термометра.

В реальных процессах КПД всегда меньше 100%. Это вызвано сложной гидродинамикой газа и жидкости, неравномерностью распределения потоков и рядом других факторов.

Исследование работы промышленных градирен на ОАО “Казаньоргсинтез” показывает, что тепловой КПД в летних условиях составлял  $E_{\text{ж}}$  15-30 %, а в зимних 60-70 %.

#### 4.4. Результаты экспериментальных исследований

В соответствии с предложенной выше методикой выполнено экспериментальное исследование процесса испарительного охлаждения воды на макете характерной области. Опыты на характерной области проводились с

сетчатыми блоками насадки и распылителями ситчатого и трубчатого типа [10,16-19].

Первоначально исследовался процесс охлаждения воды в полном аппарате (без элементов насадки (табл. 4.1)). Затем выполнены эксперименты с различным числом контактных элементов (10 и 18). Результаты представлены в табл. 4.2 и 4.3. Также исследовались влияния условий диспергирования жидкой фазы. Результаты с распылителем жидкости трубчатого типа даны в табл. 4.4. Результаты исследования при горизонтальном и вертикальном расположении контактных устройств представлены в табл. 4.5 и 4.6.

Известно, что применение ПАВ позволяет повысить эффективность процесса испарительного охлаждения за счет увеличения контакта фаз. Результаты исследования влияния ПАВ (синтетическое моющее средство) на процесс охлаждения воды приведены в табл. 4.7.

Все эксперименты проводились при фиксированных плотностях орошения и скоростях воздуха, то есть в стационарных режимах. Режимные характеристики выбирались близкими к работе промышленных градирен.

Максимальная погрешность эксперимента  $\pm 15\%$ , средняя погрешность  $\pm 7-8\%$ .

Все опыты выполнялись по десять раз при постоянных расходах воды и воздуха. Результаты с наибольшими расхождениями от средних значений (более  $\pm 15\%$ ) не учитывались. В результате установлено, что удовлетворительная точность достигается при проведении опытов 4-5 раз.

Таблица 4.1. Результаты экспериментальных исследований процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели без насадки

Номер опыта	1...7	8...14	15...21
Скорость воздуха, м/с	1,07	0,82	0,72
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> ·час	4,93	4,93	4,93
Температура воздуха на входе	17,2	17,2	17,3
Температура воздуха на выходе	21,1	20,6	20,4
Температура воды на входе	47,5	45,9	44,5
Температура воды на выходе	39,1	40,4	40,1
Тепловой КПД по жидкости, %	20	15	13
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/м <sup>3</sup> ·К	801,6	501	400,8
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> ·с	0,8	0,5	0,4

Низкая эффективность процесса охлаждения воды в аппарате без насадки (табл. 4.1.) объясняется небольшой поверхностью контакта фаз и малым

временем контакта сред. В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа.

В полом аппарате, разбрызгивающими соплами под давлением 0,25-0,3 МПа можно раздробить воду на капли диаметром 0,75 мм и менее (оптимальный диаметр капель для градирен – 2-3 мм). Поверхность контакта при этом может быть одинаковой или даже больше, чем в градирне с насадкой, но энергетические затраты на охлаждение воды будут значительно больше.

Таблица 4.2. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели с сетчатой насадкой

Номер опыта	1	2	3
Скорость воздуха, м/с	1.07	0.82	0,72
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> ·час	4,93	4.93	4,93
Температура воздуха на входе	17,2	17.2	17,2
Температура воздуха на выходе	24,1	21.5	23,6
Температура воды на входе	45,1	43,3	45,1
Температура воды на выходе	36,3	36.2	37,6
Тепловое КПД по жидкости, %	25	21	20
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/ м <sup>3</sup> ·К	971,84	821,64	761,5
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> с	0,97	0,82	0,76

В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа. Число контактных элементов было выбрано 10 (табл. 4.2).

Таблица 4.3. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели с сетчатой насадкой

Номер опыта	1	3	2
Скорость воздуха, м/с	1,07	0,82	0,72
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> ·час	4,93	4,94	4,93
Температура воздуха на входе	17,2	17,2	17,2
Температура воздуха на выходе	22,2	21,6	23,5
Температура воды на входе	42,3	39.8	41,8
Температура воды на выходе	31,3	31.9	32,8
Тепловой КПД по жидкости, %	33	26	27
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/ м <sup>3</sup> ·К	1503	1202,4	1202,4
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> с	1,5	1,2	1,2

В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа. Число контактных элементов – 18 (табл. 4.3).

На рис. 4.6. показаны зависимости объемного коэффициента массоотдачи от скорости воздуха при различном количестве насадочных элементов [10]. Кривая 3 получена при установке 18 насадочных элементов. Дальнейшее увеличение насадочных элементов приводит к их деформации и значение  $\beta_{V_x}$  снижается.

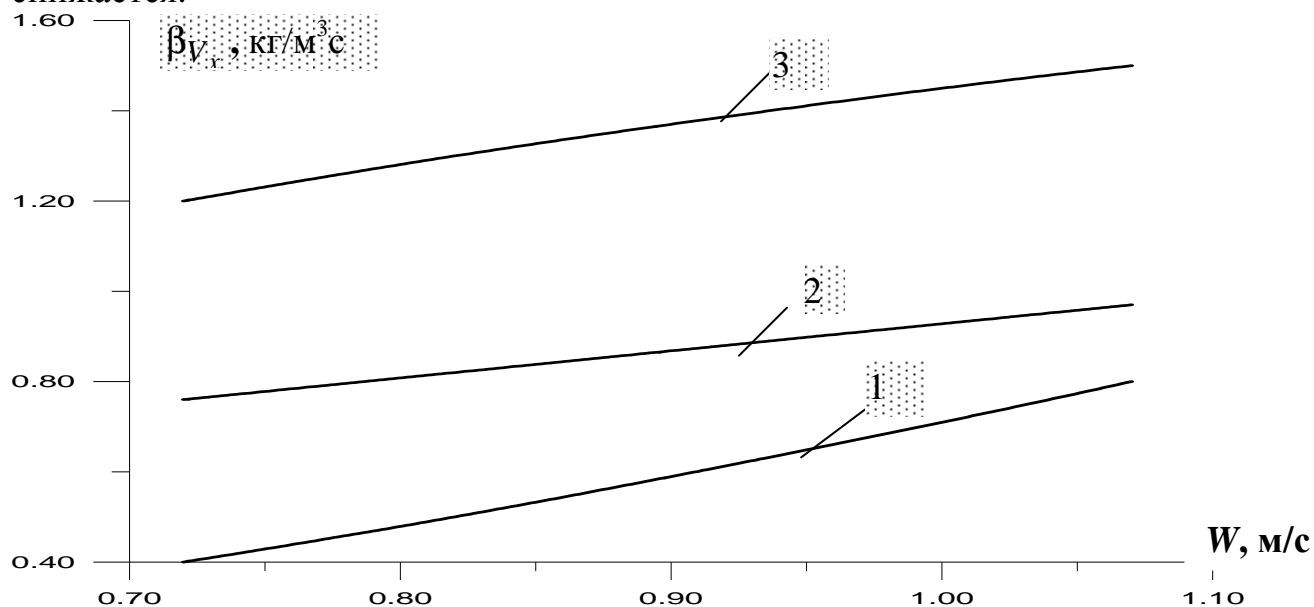


Рис. 4.6. Влияние количества насадочных элементов на массоотдачу с сетчатым распределителем жидкости при плотности орошения -  $4,93 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{час}$ :

- 1 – в полном аппарате (Табл.4.1);
- 2 – 10 насадочных элементов (Табл.4.2);
- 3 – 18 насадочных элементов (Табл.4.3)

Таблица 4.4. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели с сетчатой насадкой [10]

Номер опыта	1	2	3
Скорость воздуха, м/с	1,07	0,82	0,72
Плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{час}$	4,93	4,93	4,93
Температура воздуха на входе	17,5	17,5	17,5
Температура воздуха на выходе	23,6	24,4	25,2
Температура воды на входе	42,1	41,3	41,6
Температура воды на выходе	32,5	32,6	33,4
Тепловое КПД по жидкости, %	31	28	26
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , $\text{Вт}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$	1402,8	1302,6	1162,3
Коэффициент массоотдачи $\beta_{V_x}$ , $\text{кг}/\text{м}^3 \cdot \text{с}$	1,4	1,3	1,16

В качестве распределителя жидкости использовался распылитель трубчатого типа. Число контактных элементов – 18 (плотная упаковка по поперечному сечению).

Экспериментальное исследование показало, что сетчатый распылитель обеспечивает более равномерное распределение воды по поверхности насадки по сравнению с трубчатым.

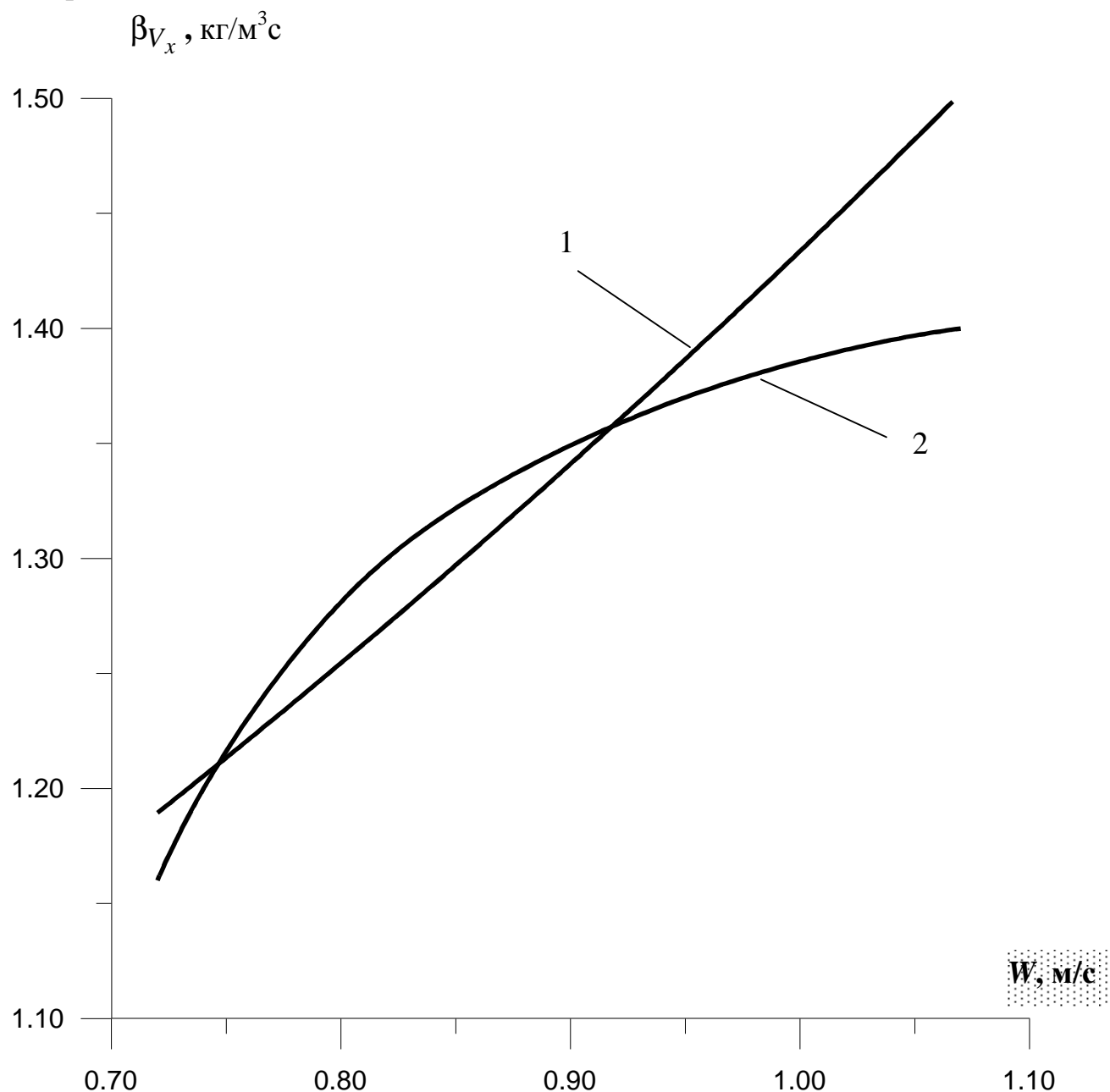


Рис. 4.7 Влияние скорости воздуха на коэффициент массоотдачи в градирне при плотности орошения – 4,93 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>· час:

- 1 – сетчатый распылитель;
- 2 – трубчатый распылитель.

Таблица 4.5. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели с сетчатой насадкой при вертикальном расположении насадочных элементов

Номер опыта	1...7	8...14	1...7	8...14
Расход воды, м <sup>3</sup> /с	48·10 <sup>-6</sup>	48·10 <sup>-6</sup>	74·10 <sup>-6</sup>	74·10 <sup>-6</sup>
Скорость воздуха, м/с	1,07	0,72	1,07	0,72
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> · час	4,93	4,93	7,61	7,61
Температура воздуха на входе, °С	26,3	25,9	25,9	25,8
Температура воздуха на выходе, °С	27,1	28,1	26,4	27,6
Температура воды на входе, °С	38,4	38,4	38,4	38,4
Температура воды на выходе, °С	28,0	27,7	29,9	31,6
Температура воздуха на входе по показаниям мокрого термометра, °С	17,2	17,2	16,7	16,8
Температура воздуха на выходе по показаниям мокрого термометра, °С	23,2	23,9	23,4	23,8
Тепловой КПД по жидкости, %	54	50	39	31
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/ м <sup>3</sup> ·К	1748,7	911,82	1292,58	981,96
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> с	1,17	0,91	1,29	0,98

В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа. Число контактных элементов – 18 (табл. 4.5).

Таблица 4.6. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели с сетчатой насадкой при горизонтальном расположении насадочных элементов

Номер опыта	1...7	8...14	1...7	8...14
Расход воды, м <sup>3</sup> /с	48·10 <sup>-6</sup>	48·10 <sup>-6</sup>	74·10 <sup>-6</sup>	74·10 <sup>-6</sup>
Скорость воздуха, м/с	1,07	0,72	1,07	0,72
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> · час	4,93	4,93	7,61	7,61
Температура воздуха на входе, °С	26,3	25,9	25,9	25,7
Температура воздуха на выходе, °С	27,1	28,1	26,5	26,9
Температура воды на входе, °С	38,5	38,4	38,4	38,4
Температура воды на выходе, °С	27,0	27,3	29,8	31,0
Температура воздуха на входе по показаниям мокрого термометра, °С	17,1	17,2	16,7	16,8
Температура воздуха на выходе по показаниям мокрого термометра, °С	23,3	23,9	23,4	23,8
Тепловой КПД по жидкости, %	54	52	40	34
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/ м <sup>3</sup> ·К	1172,34	1012,02	1312,62	1012,02
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> с	1,22	1,01	1,31	1,01



В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа. Число контактных элементов – 18 (табл.4.6).

На основе экспериментальных данных [17] были построены зависимости коэффициента массоотдачи и теплового КПД по жидкой фазе от скорости воздуха (рис. 4.8, 4.9) при различном расположении насадки.

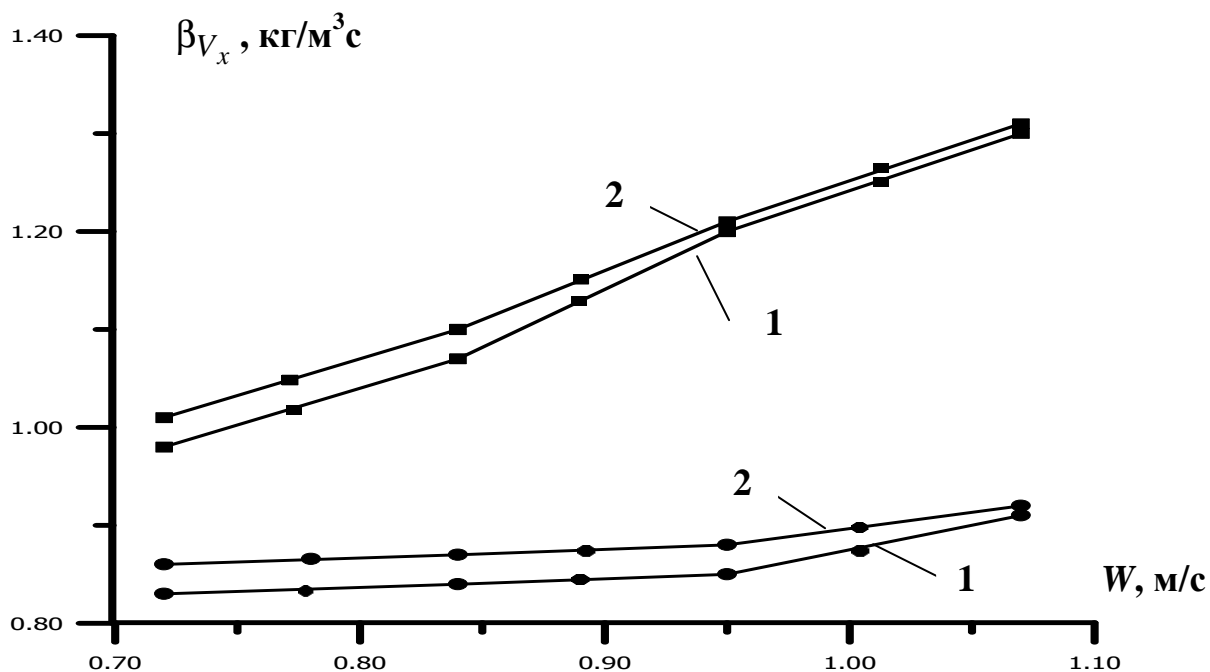


Рис. 4.8. Зависимость коэффициента массоотдачи от скорости воздуха:

■- при расходе жидкости равным 7,6 м³/м² час;

●- при расходе жидкости равным 4,01 м³/м² час;

1 – вертикальное расположение элементов насадки;

2 – горизонтальное расположение элементов насадки

Как видно из графика (4.8) с увеличением скорости газа возрастает коэффициент массоотдачи. Это связано с изменением гидродинамических условий и увеличением степени турбулентности газового потока в слое насадки. Коэффициент массоотдачи несколько больше (на 7÷16 %) при расположении элементов насадки горизонтально. Это можно объяснить большей турбулизацией воздуха и увеличением поверхности контакта фаз за счет более интенсивного дробления капель жидкости и снижения проскока капель. При увеличении скорости воздуха в 1,5 раза коэффициент массоотдачи увеличивается в 1,32 раза при максимальном расходе жидкости и в 1,01 раза при минимальном расходе жидкости.

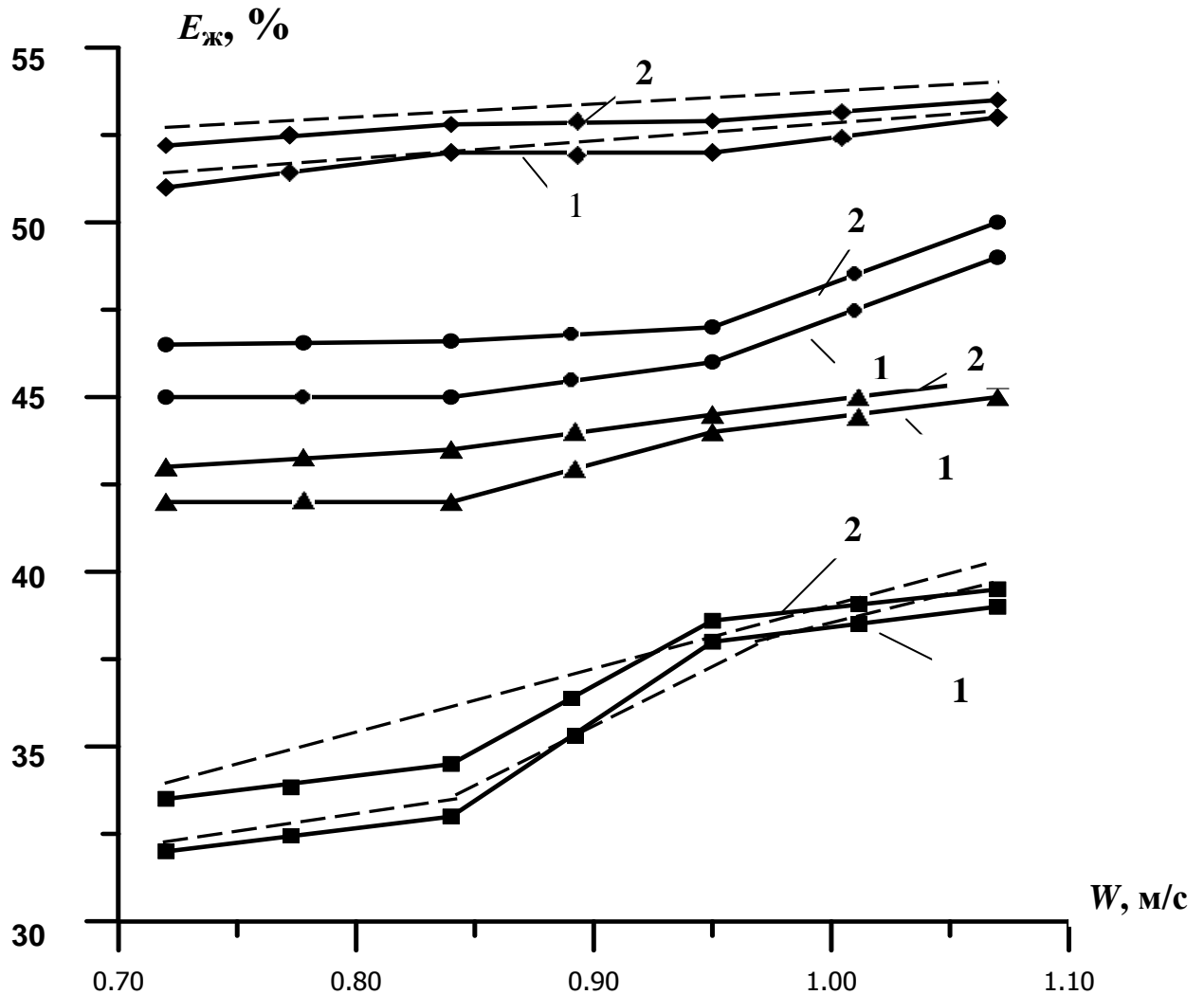


Рис. 4.9. Зависимость КПД от скорости воздуха:

◆ - при расходе жидкости равным  $4,9 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ ;

● - при расходе жидкости равным  $5,8 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ ;

▲ - при расходе жидкости равным  $6,6 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ ;

■ - при расходе жидкости равным  $7,6 \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час}$ ;

1 – вертикальное расположение элементов насадки;

2 – горизонтальное расположение элементов насадки;

----- – расчет по математической модели

Из графика (4.9) видно, что с увеличением скорости воздуха возрастает тепловой КПД по жидкой фазе. С увеличением расхода жидкости снижается значение теплового КПД. Это связано с тем, что при увеличении расхода жидкости в градирню поступает больше тепла ( $Q = L_{\text{ж}} \cdot c_{p_{\text{ж}}} (T_{\text{н}} - T_{\text{к}})$ ), а расход воздуха остается постоянным. При увеличении скорости воздуха в 1,5 раза КПД увеличивается в 1,03 раза при максимальном расходе жидкости и в 1,19 при минимальном расходе жидкости. Согласование расчета теплового КПД по математической модели с опытными данными составляет  $\pm 10 - 12\%$ .

Таблица 4.7. Результаты экспериментального исследования процесса испарительного охлаждения воды на лабораторной модели при наличии ПАВ (синтетическое моющее средство) [10]

Номер опыта	1	2	3
Количество ПАВ, мг/л	1	2	3
Скорость воздуха, м/с	1,07	1,07	1,07
Плотность орошения, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> · час	4,93	4,93	4,93
Температура воздуха на входе	15,9	14,6	16,7
Температура воздуха на выходе	23,3	23,3	23,3
Температура воды на входе	43,1	43,1	43,1
Температура воды на выходе	36,1	35,1	32,9
Тепловой КПД по жидкости, %	22	28	34
Коэффициент теплоотдачи $\alpha_V$ , Вт/ м <sup>3</sup> ·К	1202,4	1402,8	1903,8
Коэффициент массоотдачи $\beta_{Vx}$ , кг/м <sup>3</sup> с	1,2	1,4	1,9

В качестве распределителя жидкости использовался распылитель ситчатого типа. Число контактных элементов – 18 (табл. 4.7).

Результаты исследования тепломассопереноса показывают - введение ПАВ увеличивает интенсивность дробления капель в зоне распылителя и смачиваемость контактных элементов, что приводит к увеличению коэффициентов тепломассоотдачи и КПД процесса. С увеличением концентрации ПАВ в воде с 1 до 3 мг/л тепловой КПД увеличивается с 3% до 10%. При дальнейшем увеличении концентрации (ПАВ 4 мг/л; 5 мг/л) значительного повышения КПД не происходит. Концентрация насыщения ПАВ (СМС) в воде при температуре 30 °С составляет 3 мг/л.

На основе обработки опытных данных получены эмпирические выражения для расчета объемного коэффициента массоотдачи для сетчатого распылителя. Для макета характерной области (рис. 4.2) с сетчатой насадкой (18 насадочных элементов – плотное расположение), распылителя ситчатого типа получены следующие выражения (без ПАВ) [10,17]:

при горизонтальном расположении насадочных элементов

$$\beta_{Vx} = 1.04 \cdot \Gamma^{1,04} \lambda^{0,79}, \quad (4.32)$$

при вертикальном расположении насадочных элементов

$$\beta_{Vx} = 0.93 \cdot \Gamma^{1,02} \lambda^{0,79}, \quad (4.33)$$

где  $\Gamma$  - плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>с);  $\lambda = \frac{G}{L_{ж}}$ .

На основе обработки опытных данных, полученных на макете характерной области (рис. 4.3) сетчатой насадки (18 насадочных элементов), получены эмпирические выражения, обобщающие данные по коэффициенту продольного перемешивания в газовой фазе [10]:

$$Pe_{\Gamma} = 2,01 \cdot Re_{d\Gamma}^{-0,245} 10^{0,00072 \cdot Re_{d\Gamma}}. \quad (4.34)$$

Числа Рейнольдса вычислены через диаметр насадки:

$$Re_{d\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} \cdot d_{\text{нас}}}{\nu_{\Gamma}}, \quad (4.35)$$

$$Re_{d\text{ж}} = \frac{\Gamma \cdot d_{\text{нас}}}{\nu_{\text{ж}}}. \quad (4.36)$$

где  $\Gamma$  – плотность орошения, м/с;  $d_{\text{нас}}$  – диаметр насадки, м;  $\nu_{\text{ж}}$ ,  $\nu_{\Gamma}$  – кинематическая вязкость воды и воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Число Пекле:

$$Pe_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} h_{\text{нас}}}{D_{\text{пг}}}, \quad (4.37)$$

$h_{\text{нас}}$  – высота насадки, м;  $W_{\Gamma}$  – скорость воздуха, м/с.

Опытные данные для коэффициента продольного перемешивания в жидкой фазе обобщаются в виде критериального уравнения [10,19,20]:

$$Pe_{\text{ж}} = 0,122 \cdot Re_{\text{ж}}^{2,0354} \cdot Ga^{-0,674} \cdot (a_v \cdot h_{\text{нас}})^{0,598}, \quad (4.38)$$

где число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{4\Gamma}{a_v \nu_{\text{ж}}}, \quad (4.39)$$

число Галилея

$$Ga = (a_v \cdot \theta_{\text{прив}})^{-3}, \quad (4.40)$$

приведенная толщина пленки

$$\theta_{\text{прив}} = \left( \frac{\nu_{\text{ж}}^2}{g} \right)^{1/3}, \quad (4.41)$$

число Пекле

$$Pe_{\text{ж}} = \frac{\Gamma \cdot h_{\text{нас}}}{D_{\text{пж}}}. \quad (4.42)$$

Удерживающая способность по жидкости вычисляется по уравнению [8]:

$$\varepsilon_{\text{ж}} = \left( \frac{a_v^2 \mu_{\text{ж}} U_{\text{ж}}}{\frac{g}{3} \rho_{\text{ж}} - \frac{\lambda_{\text{ж}}}{4} \frac{a_v}{\varepsilon_{\text{ж}} (V_{\text{св}} - \varepsilon_{\text{ж}})^2} W_{\Gamma}^2 \rho_{\Gamma}} \right)^{2/3}, \quad (4.43)$$

$a_v$  – удельная поверхность насадки  $\text{м}^2/\text{м}^3$ ;  $U_{\text{ж}}$  – фиктивная скорость жидкости (на полное сечение),  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\lambda_{\text{ж}}$  – коэффициент сопротивления;  $W_{\Gamma}$  – скорость воздуха,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $V_{\text{св}}$  – удельный свободный объем насадки.

Уравнение (4.43) решается итерационным методом, и его большим достоинством является то, что оно аналогично уравнению для случая двухфазного противоточного движения потоков в вертикальных трубах.

Перепад давления при движении газового потока через слой сухой насадки можно вычислить по уравнению:

$$\frac{\Delta P_0}{h_{\text{нас}}} = \lambda_0 \frac{a_v}{V_{\text{св}}^3} \frac{W_{\Gamma}^2}{2} \rho_{\Gamma} \frac{1}{f_s}, \quad (4.44)$$

где  $\lambda_0$  – коэффициент сопротивления сухого слоя насадки;  $f_s$  – фактор стенки;  $h_{\text{нас}}$  – высота слоя насадки,  $\text{м}$ .

Отношение сопротивления орошаемой ( $\Delta P_{\text{ор}}$ ) и сухой ( $\Delta P_0$ ) насадки записывается в форме:

$$\frac{\Delta P_{\text{ор}}}{\Delta P_0} = \frac{\lambda_{\text{ж}}}{\lambda_0} \left( \frac{V_{\text{св}}}{V_{\text{св}} - \varepsilon_{\text{ж}}} \right)^3. \quad (4.45)$$

Значения  $\Delta P_{\text{ор}}$  и  $\Delta P_0$  определяются из эксперимента.

В реальном слое насадки гидравлический диаметр потоковых каналов отличается от теоретической величины в зависимости от диаметра градирни  $D$ . Разница может быть учтена фактором стенки  $f_s$ , который в литературе определяется как

$$\frac{1}{f_s} = 1 + \frac{4}{a_v D} \quad (4.46)$$

записывают [8]

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = w \left( \frac{V_{\text{св}}}{V_{\text{св}} - \varepsilon_{\text{ж}}} \right)^x, \quad (4.47)$$

где  $w$  – выражение для степени смачивания.

Коэффициент сопротивления  $\lambda_0$  может быть определен по известному уравнению:

$$\lambda_0 = C_p \left( \frac{64}{Re_{\Gamma}} + \frac{1,8}{Re_{\Gamma}^{0,08}} \right) \quad (4.48)$$

Соотношение учитывает влияние потока газа с помощью числа Рейнольдса  $Re_{\Gamma}$ , который равен:

$$Re_{\Gamma} = \frac{w_{\Gamma} d_p \rho_{\Gamma}}{(1-\varepsilon)\mu_{\Gamma}} f_s . \quad (4.49)$$

где  $d_p$  – практический диаметр

$$d_p = 6 \frac{(1-V_{св})}{a_v} . \quad (4.50)$$

Константа  $C_p$  характеризует геометрию и поверхность сухой насадки и, следовательно, специфична для каждого типа насадки и определяется экспериментально. Для исследуемой нами сетчатой насадки (рис.4.3) получена константа  $C_p = 0,172$ .

Приравнявая (4.45) и (4.47) и подставляя  $\lambda_0$  из (4.48), получено следующее выражение для коэффициента сопротивления  $\lambda_{ж}$  в двухфазном потоке:

$$\lambda_{ж} = C_p w \left( \frac{64}{Re_{\Gamma}} + \frac{1,8}{Re_{\Gamma}^{0,08}} \right) \left( \frac{V_{св} - \varepsilon_{ж}}{V_{св}} \right)^{3-x} \quad (4.51)$$

Поскольку жидкость течет струйками и пленками через слой, статическая удерживающая способность по жидкости наблюдается в точках контакта насадок и пространстве между ними. Следовательно, структура поверхности отличается от движения газа через слой сухой насадки, данный факт учитывается в уравнении (4.51) с помощью дополнительных членов.

Уравнения (4.48) и (4.51) проверены [8] для более, чем 50 типов различных насадок. Исследования были проведены для 24 различных систем, включая чисто гидравлические исследования и процессы абсорбции, десорбции и ректификации. Оценка данных, проведенная для определения значения показателя степени  $x$  в уравнении (4.47) и (4.51) показывает, что  $x = 1,5$  и выражение для  $w$  может быть получено в виде функции:

$$w = \left[ \exp\left(\frac{Re_{ж}}{200}\right) \right] \left( \frac{\varepsilon_{ж}}{\varepsilon_{ж,\delta}} \right)^{0,3} . \quad (4.52)$$

$\varepsilon_{ж,\delta}$  – удерживающая способность по жидкости в точке подвисяния. В наших условиях режим подвисяния не достигается, поэтому  $\varepsilon_{ж,\delta} = 1$ .

Число Рейнольдса для жидкости

$$Re_{ж} = \frac{U_{ж} \rho_{ж}}{a_v \mu_{ж}} . \quad (4.53)$$

Полученные эмпирические выражения (для коэффициента массоотдачи, вертикального перемешивания в газовой и жидкой фазе, количества удерживаемой жидкости) позволяют с помощью системы уравнений (3.72)

моделировать процесс испарительного охлаждения воды в градирнях с сетчатой насадкой (рис. 4.3).

На основе выполненных экспериментов и анализа результатов следуют следующие выводы.

Эффективность градирни с насадочными элементами выше по сравнению с пустым аппаратом. Это объясняется увеличением турбулентности и поверхности контакта фаз. Кроме капельной зоны контакта фаз взаимодействие потоков происходит также в слое насадки (пленочное течение).

Визуальное наблюдение показало, что при данных условиях появляется возможность каналаобразования по жидкой фазе. Каналы образуются в местах соприкосновения сетчатых труб. Поэтому наиболее перспективными являются конструкции блоков насадки с минимальным соприкосновением контактных элементов.

Результаты эксперимента по исследованию эффективности теплопереноса на модели характерной области градирни показывают, что интенсивность испарительного охлаждения воды сетчатыми контактными элементами выше (табл. 4.2 – 4.6), чем в пустом противоточном аппарате (табл. 4.1). Это объясняется тем, что взаимодействие потоков газа и жидкости в аппарате происходит в капельной зоне распылителя и также на сетчатых контактных элементах при большой поверхности контакта фаз. Также на эффективность охлаждения влияет расположение насадочных элементов (горизонтально или вертикально). Это можно объяснить большей турбулизацией воздуха и увеличением поверхности контакта фаз за счет более интенсивного дробления капель жидкости и увеличением времени контакта.

В результате экспериментов установлено, что интенсивность процессов теплопереноса при взаимодействии потоков газа и жидкости в аппарате с насадочными контактными элементами зависит от многих факторов [16-20]:

- расположения и числа элементов насадки;
- дробления капель в зоне диспергатора;
- смачиваемости контактных элементов жидкостью;
- скорости воздуха;
- расхода воды;
- наличия ПАВ.

Полученные выражения замыкают систему уравнений переноса для характерной области градирни. Установлены коэффициенты пропорциональности и показатели степени в эмпирических выражениях (4.32) и (4.33) для расчета объемного коэффициента массоотдачи при работе с сетчатыми контактными устройствами (плотное расположение элементов) при различном расположении элементов насадки.

#### Литература к главе 4

1. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1960.
2. Тувальбаев Б.Г. Оптимизация аэродинамических конструкций газоздухопроводов ТЭС // Изв. вузов. Энергетика. 1973. № 10. С. 77—82.
3. Гусинская Н.В., Нигматуллин Р.Н. Тепловая эффективность испарительных градирен башенного типа // Теплоэнергетика. 2001. №8. С. 68-71.
4. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Вентиляторные градирни. М.: Стройиздат, 1976.
5. Кафаров В.В. Основы массопередачи. 3-е изд. М.: Высшая школа, 1979.
6. Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования / Розен А.М., Мартюшин Е.И., Олевский В.М. и др.; Под ред. А.М. Розена. М.: Химия, 1980.
7. Лаптев А.Г., Шигапов И.М., Данилов В.А. Устройство и расчет насадочных декарбонизаторов в водоподготовке: Учебное пособие. Казань: КГЭУ, 2002.
8. Reinhard Billet. Packed towers in processing and enviropmental technology. VCH. New York, 1995.
9. Рамм В.М. Абсорбция газов. 2-е изд. М.: Химия, 1976.
10. Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды и реконструкция промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань: КГТУ, 2000.
11. Оросители, водоуловители и разбрызгивающие сопла из полимеров в конструкциях градирен. М.: ВНИИНТПИ, 1991.
12. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С., Стоник Я.З. Малогабаритная вентиляторная градирня Паюс – ВОДГЕО // Водоснабжение и санитарная техника. 1994. №8.
13. Пономаренко В.С. Повышение эффективности систем оборотного водоснабжения на базе градирен типа “Росинка” // Мясная индустрия. 1996. № 7.
14. Материальный и тепловой балансы дистиллятора. Методические указания /Сост. М.А. Мухаметзянов. Казань: КХТИ, 1995.
15. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие / Под. общ. ред. В.С. Пономаренко. М.: Энергоатомиздат, 1998.



16. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Математическое моделирование профиля температуры в вентиляторной градирне // Тепломасообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. сб. науч. трудов. Казань. 1997.
17. Ведьгаева И.А. Математическое моделирование, исследование и повышение эффективности работы промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань: КГЭУ, 2003.
18. Ведьгаева И.А., Вишнякова И.В. Экспериментальные исследования охлаждения воды на макете градирни // Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках: Материалы докд. XIV школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. Академика РАН А.И. Леонтьева. 2003. Рыбинск. С. 23-26.
19. Лаптев А.Г., Ведьгаева И.А., Данилов В.А. Математическое моделирование и повышение эффективности процессов теплообмена в градирнях // Материалы юбилейной научно-практической конференции посвященной 40-летию ОАО "Казаньоргсинтез". Казань. 2003. С.259-271.
20. Ведьгаева И.А., Вишнякова И.В. Математическая модель структуры потока в насадочном слое и модернизация вентиляторной градирни // Математические методы в технике и технологиях (ММТТ-16): Сборник трудов XVI Междунар. науч. конференции. Санкт-Петербург. 2003. Т.10. С. 40-41.

## ГЛАВА 5 РАБОТА И МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН

### 5.1. Способы модернизации градирен

Возможны следующие способы интенсификации действующих градирен: оптимизация системы орошения насадки (оросителя) градирен, совершенствование насадки, использование более эффективных вентиляторов и т.д. [1-3].

Оптимизация систем орошения заключается, прежде всего, в перераспределении орошающих форсунок в градирне с учетом реальной аэродинамической картины. На основе результатов замеров поля удельных потоков воздуха по сечению башни, на уровне оросителя рассчитывают оптимальное размещение распылителей. Одновременно целесообразно традиционные эвольвентные сопла заменить центробежно-струйными форсунками, так как коэффициент расхода последних примерно в два раза выше, соответственно в два раза сокращается число форсунок. При этом можно использовать практически любые центробежные форсунки. Такую модернизацию градирен можно осуществить при капитальном ремонте или при переводе градирни с лоткового на напорное водораспределение.

Оросители являются основным устройством систем охлаждения воды в градирнях. Поэтому к ним предъявляются исключительно высокие требования. Необходимо, в первую очередь, чтобы оросители обеспечивали должный теплосъем; обладали минимальным аэродинамическим сопротивлением; были бы достаточно прочны, удобны в эксплуатации, монтаже; элементы их просто изготавливались бы из доступных и дешевых материалов.

Наиболее высокий эффект охлаждения оборотной воды достигается в градирнях с пленочным оросителем. Если в оборотной воде содержатся жиры, смолы и нефтепродукты, следует применять градирни с капельным оросителем, а при наличии взвешенных веществ, образующих не смываемые водой отложения, – брызгальные градирни.

Традиционный ороситель из деревянных брусьев имеет ряд существенных недостатков. Во-первых, он имеет довольно высокое гидравлическое сопротивление, что ограничивает расход воздуха, а следовательно, снижает охлаждающий эффект, во-вторых, развиваемая поверхность контакта сравнительно невелика, и, в-третьих, он довольно быстро разрушается. Поэтому часто предлагается использовать ячеистую насадку из полимерного материала, по которой вода должна стекать тонкой

пленкой. В зависимости от расположения насадки воздух движется по отношению к пленке противотоком или более сложным способом.

Капельные насадки рекомендуется применять для охлаждения оборотной воды, содержащей более 25 мг/л жиров, смол и нефтепродуктов [4]. Обычно такая насадка представляет собой объемную решетку из планок или реек [5,6].

При эксплуатации градирен, особенно большой мощности, вынос воды даже в допустимых пределах 0,05 – 0,2 % от охлаждаемых объемов приводит, в конечном счете, к значительным потерям. Поскольку данная вода содержит ряд весьма опасных веществ и микроорганизмов следует стремиться к уменьшению ее выбросов. Кроме того, каплеуловители, обладая большим аэродинамическим сопротивлением, существенно влияют на эффективность охлаждения воды. Поэтому проблемы совершенствования конструкций каплеуловителей, создания систем конденсации паров воды являются исключительно важными. В этих проблемах, в свою очередь, можно выделить две основные задачи: разработка новых блоков каплеуловителей, конденсаторов паров и оптимальное размещение их в градирне. К настоящему времени существует достаточно много разных конструкций каплеуловителей [7,8].

Основываясь на опыте промышленного внедрения этого оросителя, необходимо отметить, что хотя по сравнению с деревянным, он значительно дороже, но эти дополнительные затраты быстро окупаются, так как значительно увеличивается производительность градирен. Одновременно возрастает ее межремонтный пробег, который становится соизмерим со сроком службы башни.

К температуре охлаждения оборотной воды предъявляются достаточно жесткие требования – обычно не выше 25 °С в летний, наиболее жаркий период при нагреве воды в охлаждаемом оборудовании на 8 – 10 °С. Превышение этой температуры приводит к снижению выработки продукции (иногда до 15%) и ухудшению ее качества [7,8].

В связи с необходимостью повышения эффективности установок, экономии энергии, а также ужесточением требований к безопасности производства актуальной задачей является модернизация технологического оборудования, в частности градирен [9]. В последнее время многие предприятия интенсивно занимаются реконструкцией градирен, построенных 20-30 лет назад.

При решении вопросов модернизации градирен необходимо, в первую очередь обеспечить достаточное охлаждение воды, особенно при работе в

теплое время года. Следует также стремиться к уменьшению затрат электроэнергии, продлению ресурса вентиляторных установок, насосов. При этом требуется максимально снизить гидродинамическое сопротивление технологических устройств и другие благоприятные факторы. Нежелателен унос капель через горловину градирен, выдувание их через боковые окна., Кроме этого, необходимо обеспечить надежность работы оборудования градирни, возможность регулирования режимами в зависимости от изменяющихся технологических требований, климатических условий и т.д. вместе с тем, при выполнении этих работ стоят также задачи экономии материалов, замены дорогостоящих на более дешевые, долговечные; эффективной защиты конструкций от коррозии; облегчения монтажно-строительных операций, снижения их сроков и стоимости [10].

В большинстве случаев стремятся, чтобы охлаждающая способность градирни соответствовала проектной или превосходила ее. Иногда охлаждающую способность градирни приспособливают к производительности охлаждаемого оборудования, которая сложилась на данный момент времени, и, как правило, ниже проектной. Исходя из этого, вентиляторы демонтируют, вместо оросителей устраивают системы с высоконапорными распылительными форсунками, которые обеспечивают за счет эжекции воздуха достаточную, а то и ту же самую подачу в градирню, чем и вентилятором. Главным аргументом в пользу устройства в градирнях брызгальных систем в различных исполнениях выступают кажущаяся простота, минимальные затраты и сроки реконструкции [11,12].

При выборе путей модернизации вентиляторных градирен предприятие сталкивается с необходимостью вложения значительных средств на приобретение комплектующих традиционного оборудования – оросителей, вентиляторов, конфузоров, дуффузоров и так далее. Не отвергая путь восстановления конструкций на основе современных элементов, была рассмотрена возможность кардинальной реконструкции градирни на базе центробежно-струйных форсунок. Предполагается, что реализация такой градирни позволит снизить капитальные затраты на ее изготовление за счет снижения металлоемкости, отказа от дорогостоящих оросителей и вентилятора.

Многие вентиляторные градирни работают неэффективно, особенно в летнее время КПД~20% [13]. Практика эксплуатации промышленных градирен показывает, что причиной низкой эффективности испарительного охлаждения является [14]:

- низкая интенсивность тепло - и массообмена из-за неблагоприятной гидродинамической обстановки и небольшой поверхности контакта фаз,
- неравномерность распределения потоков (т.к. диаметр аппарата более 20 метров);
- малоэффективные конструкции контактных устройств и др.

Известно, что интенсивность процессов тепломассопереноса при взаимодействии потоков газа и жидкости зависит от многих факторов [15]:

- степени дробления капель жидкости в зоне диспергатора;
- смачиваемости контактных элементов жидкостью;
- числа контактных элементов;
- скорости воздуха;
- расхода жидкости и т.д.

С помощью натуральных экспериментов и результатов, полученных путем проведения вычислительных экспериментов [16] по ранее разработанной математической модели форсуночного охлаждения воды [17], выполнен анализ эффективности параллельно работающих градирен при их функционировании как в чисто форсуночном режиме, так и с дополнительным подключением вентилятора. Показаны условия, при которых достигается наибольшая эффективность их работы.

Ведущими фирмами в области градиростроения ведутся активные работы по замене традиционного «мокрого» способа охлаждения воды на «сухой», либо гибридный, сочетающий оба эти варианта [18-20]. Большое внимание уделяется усовершенствованию вентиляторных установок. Уменьшаются размеры и вес редукторов и электродвигателей, применяются более высокопрочные материалы для их изготовления. Для предотвращения образования конденсата, электродвигатели выносятся из зоны влажности.

Также следует отметить, что много усилий прилагается по улучшению систем брызгального охлаждения оборотной воды [21-23], поскольку они обладают такими преимуществами перед оросительными, как меньшей материалоемкостью, простотой и дешевизной в изготовлении, отсутствием поверхностей, омываемых водой, что исключает появление отложений.

Варианты модернизации градирен разработаны многими авторами [24-29].

При реконструкции градирен, как правило, заменяют разрушенные насадки, водоуловители, водоразбрызгивающие сопла, вышедшее из строя вентиляторное оборудование и обшивку.

Охлаждающая способность вентиляторных и башенных градирен и степень воздействия этих сооружений на состояние окружающей природной среды зависят главным образом от типа и конструкции установленных в них блоков насадок и водоуловителей [30,31]

Существует множество разновидностей насадок отличающихся типом материала, а также конструкцией и расположением. Наиболее часто применяемые в предыдущие годы конструкции отражены в [7]. На сегодняшний день многие конструкции не соответствуют требованиям по технологическим показателям или не могут быть применены из-за возникшего дефицита материалов – дерева и асбестоцемента.

Согласно мировой практики [7,13], по экономическим, тепловым и аэродинамическим показателям наиболее эффективными являются полимерные насадки, собранные из тонких гофрированных листов и решетчатых элементов различной конструкции. В частности, с положительной стороны отмечаются выделяются решетчатый ороситель фирмы «Бальке-Дюрр» и подобный ему ПР 50, предложенный научно – производственной фирмой «Техэкопром» (г. Москва). Последний собирается из длинномерных пустотелых элементов с решетчатыми стенками. Отмечается также низкая эффективность трубчатых оросителей ТР 44, производимых ТОО «Полимерхолоттехника» г. Нижнекамск.

При модернизации градирен [32], а также при строительстве новых сооружений предпочтение следует отдавать пленочным насадкам из тонких гофрированных листов ПВХ и конструкциям из сетчатых элементов ПНД, изготавливаемых в РФ, как более эффективным по технологическим и экономическим показателям по сравнению с трубчатыми. В период всего нормативного срока службы насадки должна обеспечивать заданные параметры охлаждения оборотной воды, а водоуловители – максимальное снижение выноса из градирни капельной влаги [33].

Установлено [34], что эксплуатация вентиляторной градирни в зимний период с высокой плотностью орошения является наиболее эффективным методом борьбы с обледенением входных окон и насадок. НИИ ВОДГЕО экспериментально подтверждено, что при высокой плотности орошения  $\Gamma_{ж} > 15 \text{ м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  и соответственно малой величине относительного расхода воздуха  $\lambda = 0,3-0,5$  обмерзание входных окон и контактных устройств не происходит даже при температуре охлажденной воды  $T_k = 9 \text{ }^\circ\text{C}$ . При  $\Gamma_{ж} = 8$

$\text{м}^3/(\text{м}^2\text{ч})$  и менее, что характерно для подавляющего большинства действующих градирен на промышленных предприятиях и ТЭЦ, интенсивное обледенение конструкций наблюдается уже при  $T_{\text{к}} = 12-14$  °С. Диапазон размеров капель и пленок воды, создаваемых водораспределителем, должен, с одной стороны, способствовать уменьшению капельного выноса из градирни, а с другой, – не допускать образования водяных струй в блоке насадки. С этих позиций оптимальным размером капель является 2-3 мм в диаметре. В то же время в эжекторных градирнях основным требованием является обеспечение большой поверхности теплообмена в капельном потоке, что приводит к существенному уменьшению размеров капель и, соответственно, к увеличению выноса. Такое требование может быть удовлетворено только специальной конструкцией сопел при напоре более 2 ати. Исследованиями и разработкой водораспределительных устройств уже давно занимаются в нашей стране и за рубежом [35].

Главным аргументом фирм в пользу устройства в градирнях брызгальных систем в различных исполнениях вместо вышедших из строя насадок выступают кажущаяся простота, минимальные затраты и сроки реконструкции. Бытует мнение, что брызгальные градирни без насадок якобы вполне адекватны по охлаждающей способности градирням, оборудованным специальными контактными устройствами. Между тем на ошибочность этого мнения обращалось внимание в работах [36,37]

Результаты работы НИИ ВОДГЕО, ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, ОРГРЭС и зарубежных авторов показывают, что существенное ухудшение охлаждающей способности градирен при замене в них насадок на брызгальные системы обусловлено невозможностью обеспечения достаточно высокой степени тепло- и массообмена между водой и воздухом при высоте активной зоны капельного потока 3-6 м с плотностями орошения, обычно принимаемыми в промышленной практике [38].

Поскольку теплообмен в градирне – это процесс передачи энергии от воды к воздуху путем испарения, теплопроводности и конвекции, то одинаковая ее величина (одинаковое охлаждение) в брызгальной системе и контактном устройстве может быть достигнута и при одинаковых условиях проведения этого процесса. Менее интенсивное охлаждение чисто капельного потока по сравнению с пленками, стекающими по неподвижным элементам насадки и многократно дробящимися каплями между ними при одинаковой высоте активной зоны, плотности орошения и скорости воздуха объясняется меньшими в первом случае поверхностью и временем контакта сред по сравнению со вторым. Однако, разбрызгивающими соплами под

давлением 0,25-0,3 МПа можно раздробить воду на капли диаметром 0,75 мм и менее (оптимальный диаметр капель для градирен – 2-3 мм). Поверхность контакта при этом может быть одинаковой или даже больше, чем в насадке, но энергетические затраты на охлаждение воды будут значительно больше [8].

Кроме того, возникает трудноразрешимая проблема превращения выноса мелких капелек за пределы градирни. В зоне сопел значительная часть мельчайших капелек бесполезно испаряется полностью, повышая влагосодержание воздуха, затормаживающее в свою очередь, охлаждение остальных капель. Интенсивность этого процесса по мере удаления капель от разбрызгивающих сопел постепенно снижается из-за образования на поверхности капель паровой оболочки, препятствующей испарению. Для предотвращения этого процесса требуется постоянное обновление поверхности охлаждения путем вторичного и последующего дробления капель в каких-либо конструкциях, каковыми являются контактные устройства.

В связи с этим не случайно в зарубежной практике брызгальные градирни применяются исключительно редко, а использование брызгальных систем вместо демонтированных насадок вообще не практикуется [38].

Градирни брызгального типа рекомендуется применять при наличии в оборотной воде взвесей в сочетании с маслами и нефтепродуктами, образующими на элементах насадок трудноудаляемые отложения, а также при возможном выделении из оборотной воды карбоната кальция в виде отложений, нарастание которых на элементах насадок может привести к обрушению [7].

«Слабым звеном» в цепи общей надежности градирни является технологическое оборудование, которое требует ежегодного ремонта для восстановления технического состояния [39]. «Пропуск» очередного ремонта приводит к резкому снижению надежности градирни.

ГНЦ РФ НИИ ВОДГЕО разработал более 20 модифицированных малогабаритных градирен производительностью 1,5-450 м<sup>3</sup>/ч, которые могут найти применение для создания или реконструкции водооборотных систем технологических установок, цехов или отдельных производств [40]. Технологические параметры градирен могут быть подобраны и изготовлены для конкретных условий, заданных потребителем.



## 5.2. Характеристика и описание работы градирен на Казанской ТЭЦ – 2\*

В качестве примера рассмотрена работа градирен на ТЭЦ-2. Система оборотного водоснабжения Казанской ТЭЦ-2 имеет в своем составе 3 башенных железобетонных градирни (№4, №5, №6) с площадью орошения 1520 м<sup>2</sup> каждая, расход воды в которых обеспечивается остаточным напором циркуляционной воды на выходе из конденсаторов.

Циркуляция воды в системе обеспечивается 6 насосами типа 24 ВДН с производительностью 4700 м<sup>3</sup>/ч каждый при напоре 20 м вод. ст. При этом при работе одновременно 3-х градирен и, соответственно, 6 циркуляционных насосов должен быть дефицит оборотной воды (разность между номинальным суммарным расходом на градирнях и производительностью насосов) в размере 3000 м<sup>3</sup>/ч.

Особенностью схемы распределения воды между градирнями является дифференциально-последовательный принцип разбора горячей оборотной воды, то есть градирни подключены последовательно к напорным водоводам, причем одновременно к двум каждая.

Гиперболическая градирня №4 введена в эксплуатацию в 1961 году. Последняя модернизация проводилась в 1994 году ВНИИГ ВОДГЕО. Была произведена полная замена деревянного оросителя на полимерный из блоков СРКС 63(50) – 1050×1050×450В. Также вместо устаревшей водораспределительной системы были применены полиэтиленовые сопла СРКС-24. Предпочтительнее использовать оросители из гофротруб Ø 63 мм, чем Ø 50 мм. При одинаковой высотной схем оросителя из гофротруб Ø 63 мм незначительно уступает оросителям из труб Ø 50 мм, аэродинамическое сопротивление проходу воздуха по величине в оросителях из труб Ø 63 мм в 2-4 раза меньше, чем в оросителях из труб Ø 50 мм. Кроме того, уменьшается расход материала при трубах Ø 63 мм [41].

Результаты испытаний градирни №4, аппроксимированы зависимостью [42]:

$$\frac{T_{L2} - t_{\text{МТН}}}{T_{L1} - t_{\text{МТН}}} = K_* \cdot \Gamma^{n_*} \cdot \aleph^{m_*}, \quad (5.1)$$

где  $T_{L1}$  и  $T_{L2}$  – температура воды на входе и выходе из градирни, °С;  $t_{\text{МТН}}$  – температура воздуха по смоченному термометру, °С;  $\Gamma$  – плотность орошения, м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч;  $\aleph$  – удельная тепловая нагрузка на градирне, Мкал/м<sup>2</sup>ч;  $K_*$ ,  $n_*$ ,  $m_*$  – эмпирические параметры, числовые значения которых определяются для конкретной градирни

\* Данные представлены ПКО ТЭЦ-2

и представлены в форме линеаризованной зависимости:

$$\lg \left( \frac{T_{L2} - t_{\text{МТН}}}{T_{L1} - t_{\text{МТН}}} \cdot \Gamma^{-n_*} \right) = f(\lg \aleph). \quad (5.2)$$

На рис.5.1 для сравнения представлены результаты испытаний градирни №4 с предыдущим конструктивным исполнением (ороситель из деревянного решетника), выполненные Юж ОРГРЭС в 1972 году. Кроме того, для сравнения на рис. 5.1 в качестве лучшего аналога представлены результаты испытания градирни с асбестоцементным оросителем, выполненные Юж ОРГРЭС в 1992 году. Комплексная сравнительная обработка материалов испытаний градирни №4 выполнены АО «ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева» в мае– июне 1994 года.

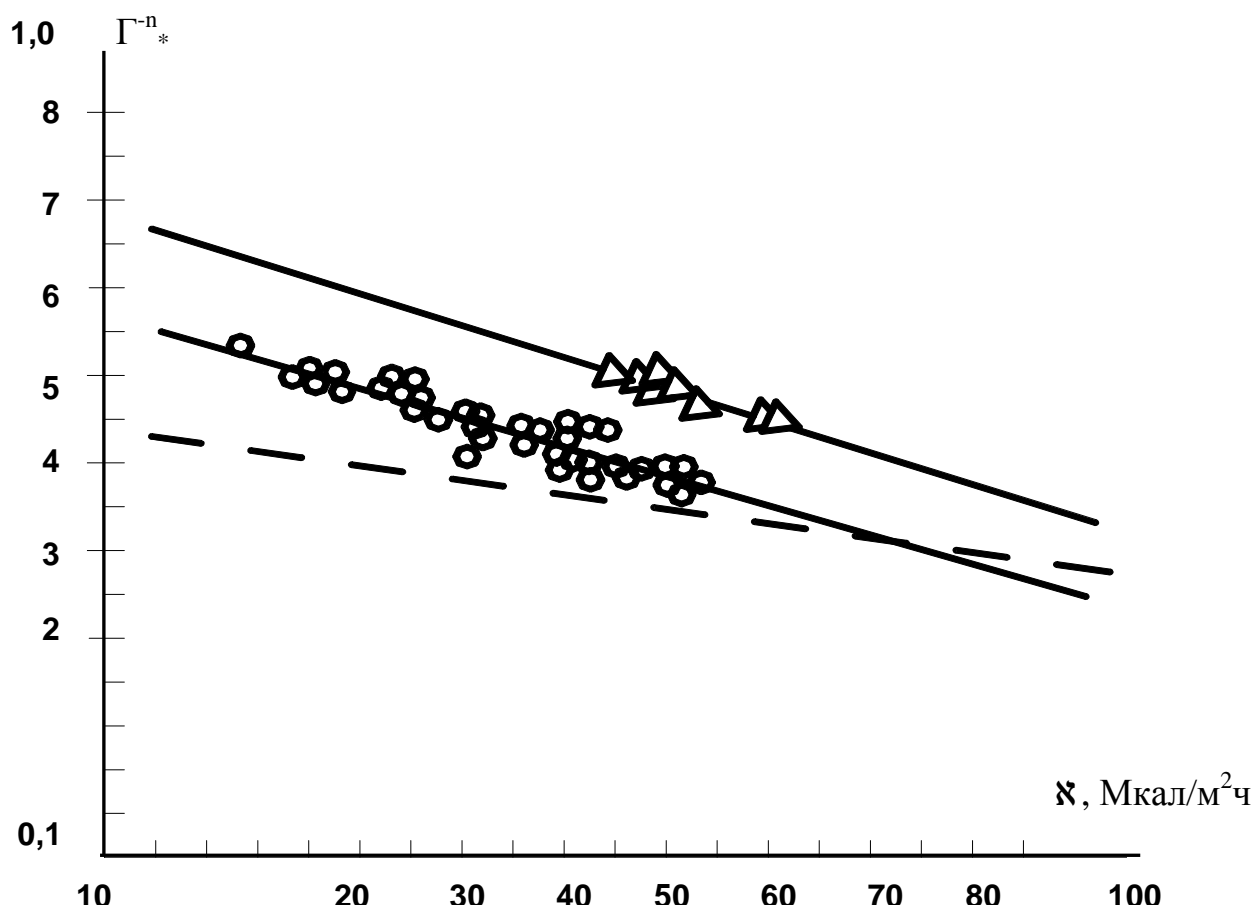


Рис. 5.1. Сравнительная характеристика градирен  $F_{\text{ор}}=1520\text{м}^2$  с различными типами контактных устройств:  
 ○ - градирня №4 с оросителем из гофротруб  
 (данные ВНИИГ 1994 г.);  
 △ - градирня №4 с оросителем из деревянного решетника  
 (данные ЮжОРГРЭС 1972 г.);  
 - - - градирня с асбестоцементным оросителем  
 (данные ЮжОРГРЭС 1992 г.).

Поскольку ороситель из гофротруб был применен на КТЭЦ –2 впервые, то целесообразно сравнить охлаждающую способность реконструируемой градирни №4 с другими аналогами.

В качестве таких аналогов взяты:

- та же градирня №4., реконструируемая и испытанная ЮжОРГРЭС в 1972 году, оборудованная деревянным решетником,
- градирня с площадью орошения 1520 м<sup>2</sup> после реконструкции, испытанная Юж ОРГРЭС в 1992 году и оборудованная оросителем из асбестоцементных плоских щитов с расстояниями между ними 25 мм.

Сравнение охлаждающей способности градирен можно проводить непосредственно двумя способами:

- 1) качественно и наглядно по графика (рис.5.1) – большому значению комплекса  $\left( \frac{T_{L2} - t_{\text{МТН}}}{T_{L1} - t_{\text{МТН}}} \cdot \Gamma^{-n_*} \right)$  соответствует худшая охлаждающая способность при равновесных значениях тепловой нагрузки;
- 2) количественно аналитически с использованием зависимости (5.1) – прямое сравнение значений температуры охлаждающей воды при равных технологических и метеорологических условиях ( $\aleph = \text{const}$ ,  $q = \text{const}$ ,  $t_{\text{МТН}} = \text{const}$ ). Критерий сравнения (разность значений температур охлажденной воды) следует из (5.1) и получается следующим образом.

Вводя значение  $K_* \cdot \aleph^{m_*} = A$  и учитывая, что  $T_{L1} = T_{L2} + \Delta T$  получаем из выражения  $\frac{T_{L2} - t_{\text{МТН}}}{T_{L1} - t_{\text{МТН}}} \cdot \Gamma^{-n_*} = A$  формулу для температуры охлажденной воды в конкретной градирне:

$$T_{L2} = \frac{A \cdot \Delta T}{\Gamma^{-n_*} - A} + t_{\text{МТН}} \quad (5.3)$$

Для двух сравниваемых градирен имеем при равных технологических и метеорологических условиях:

$$T_{L2}' = \frac{A' \cdot \Delta t}{\Gamma^{-n_*} - A'} + t_{\text{МТН}} \quad (5.4)$$

$$T_{L2}'' = \frac{A'' \cdot \Delta t}{\Gamma^{-n_*} - A''} + t_{\text{МТН}} \quad (5.5)$$

Вычитая (5.4) из (5.5) получаем формулу для сравнения температуры охлажденной воды двух градирен.

$$t_2' - t_2'' = \frac{A' \cdot \Delta t}{q^{-n*} - A'} - \frac{A'' \cdot \Delta t}{q^{-n*} - A''}. \quad (5.6)$$

Из (5.6) следует другой качественный критерий сравнения:

$$\text{При } A' > A'' \quad T_{L2}' > T_{L2}'', \quad (5.7)$$

то есть градирня с индексом «'» - работает хуже, чем градирня с индексом «''».

$$\text{При } A' < A'' \quad T_{L2}' < T_{L2}'', \quad (5.8)$$

то есть градирня с индексом «'''» - работает лучше, чем градирня с индексом «''».

С помощью (5.6) – (5.7) выполнено сравнение охлаждающей способности градирни №4 на период испытаний в 1994 году с упомянутыми выше аналогами по материалам натуральных испытаний (таб. 5.1).

Таблица 5.1. Сравнительные характеристики блоков оросителей

$\mathcal{X}$ , Мкал/м <sup>2</sup> ч	$A'$	$A''$	$A'''$	$T_{L2p}' - T_{L2p}''$ , °С	$T_{L2p}' - T_{L2p}'''$ , °С
40	0,351	0,408	0,326	- 4,2	+ 1,4
60	0,306	0,359	0,302	- 4,0	+ 0,3
70	0,291	0,341	0,293	- 3,96	- 0,1
80	0,278	0,327	0,285	- 3,9	- 0,5

«'» - градирня с оросителем из гофротруб,

«''» - градирня с оросителем из деревянного решетника,

«'''» - градирня- аналог с оросителем из асбестоцементных листов.

Из таблицы 5.1 можно сделать следующие выводы:

1. Градирня №4 в ее техническом состоянии в период испытаний в 1994 году охлаждает воду в среднем на 4,0°С ниже, чем та же

градирня с деревянным решетником, то есть обладает лучшей охлаждающей способностью.

2. Градирня № 4 не уступает по охлаждающей способности лучшей из градирен-аналогов.

На башенных противоточных градирнях № 5 и № 6 установлены многоярусные оросительные устройства производства ООО ИПГ «БРИКС» (ТУ 38.303-60-01-88) из гофрированных полиэтиленовых труб Ø63 мм. Ороситель состоит в основном из 3 ярусов блоков уложенных непосредственно друг на друга. ОАО «ВНИИГ им. Веденеева» предложило гофрированные трубы установить так, чтобы трубное пространство высшего блока совмещалось с межтрубным пространством нижнего блока. Такое распределение способствует прерыванию пленочного стеканию воды по трубчатым гофрированным элементам, образованию капельного потока, то есть способствует исходному перераспределению водного потока в самом оросительном пространстве.

Таблица 5.2. Данные градирни №4 с оросителем из гофротруб  
(май- июнь)

Расход воды $V_{ж}, \text{ м}^3/\text{ч}$	Плотность орошения $\Gamma, \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$	Температура воды		Температура воздуха	
		$T_{LH}, ^\circ\text{C}$	$T_{LK}, ^\circ\text{C}$	$T_G, ^\circ\text{C}$	$t_{MTH}, ^\circ\text{C}$
10055	6,62	25,6	19,8	17,4	11,4
9854	6,48	24,7	13,6	6	3,2
8891	5,85	27,3	15,5	7,4	4
7161	4,71	26,8	19	10	6,5
6837	4,5	26,1	21	17,6	10,6
5079	3,34	27,3	21,6	19,6	12
4772	3,11	26,4	21,8	19	11,6

### 5.3. Характеристика и работа градирен на ОАО «Казаньоргсинтез»\*

Обеспечение водой на производственные нужды предусмотрено от водооборотных систем водоснабжения с пополнением их речной водой.

На производственном объединении ОАО «Казаньоргсинтез» имеются восемь оборотных систем: I и II водооборотные системы предназначены для

\* Данные представлены в отделе главного энергетика

производства фенола, ацетона, окиси этилена I очереди; III – водооборотная система для полиэтилена I очереди; IV водооборотная система для производства полиэтилена II очереди; V водооборотная система для корпуса 204; VI водооборотная система для производства окиси этилена II очереди на импортном оборудовании, Э-100 и перекисных инициаторов; VII водооборотная система для окиси этилена III очереди и Э-200-1 и VIII водооборотная система для полиэтилена IV очереди и корпусов 172, 180.

Водоснабжение объединения речной водой, предусмотрено из Куйбышевского водохранилища на р. Волге, с использованием насосной станции I-го подъема, подающей воду на очистные сооружения. Очищенная вода до питьевого качества на очистных сооружениях сливается в резервуары и насосами II-го подъема подается по двум водоводам к объединению и промузлу.

Системы оборотного водоснабжения запроектированы в виде отдельных циклов оборота воды для ряда технологических цехов и включает в себя основные сооружения водооборотного водоснабжения (насосные станции, градирни, сооружения очистки воды) и водопроводные сети.

Водооборотные системы предназначены для непрерывного снабжения охлажденной водой всех производств, технологических цехов объединения.

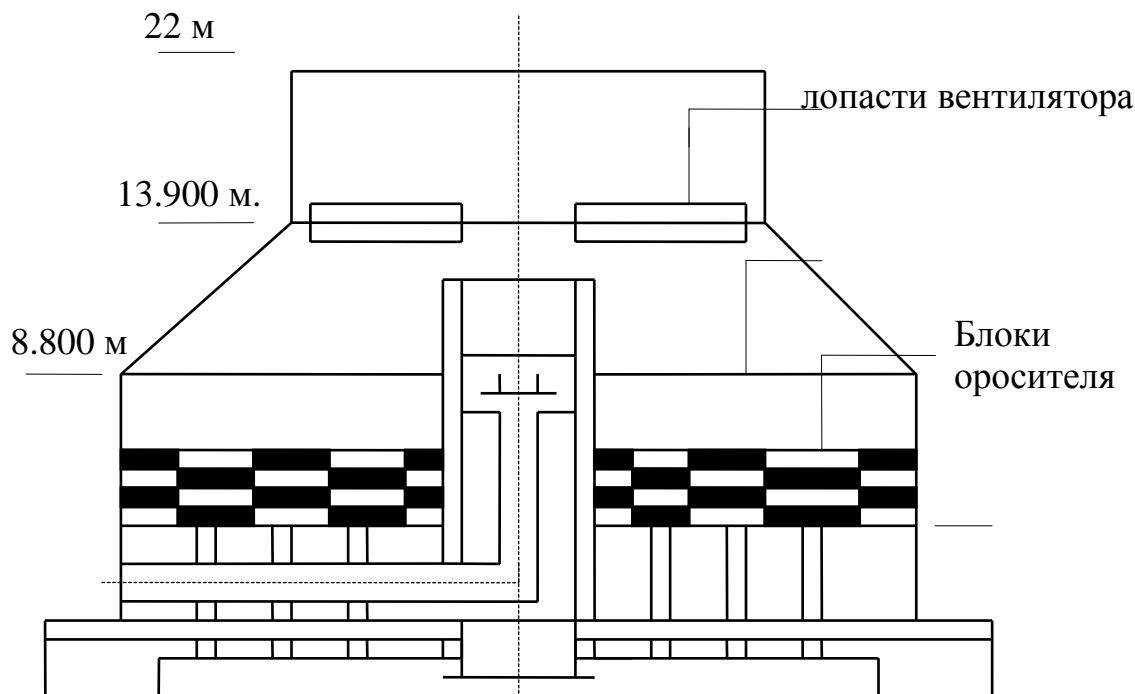


Рис 5.2. Схема градирни СК-400

Объем чаши градирни -  $800 \text{ м}^3$ .

Производительность градирни -  $2500 - 2700 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Производительность вентилятора -  $275000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Техническая охлажденная вода всех водооборотных систем производственного объединения является речной водой питьевого качества повторного использования. Потери воды из системы (испарение, капельный унос, продувка системы) восполняются речной водой питьевого качества, подаваемой насосными станциями II и III-го подъемов.

На всех водооборотных системах производственного объединения в качестве охлаждающего устройства приняты одновентиляторные градирни, которые обеспечивают наиболее глубокое и устойчивое охлаждение воды.

### **5.3.1. Описание и работа промышленных градирен**

Вентиляторные градирни являются охладителями испарительного типа, в которых в результате непосредственного контакта свободной поверхности воды с воздухом происходит испарительное охлаждение воды. В вентиляторных градирнях осуществляется принудительная подача воздуха с помощью отсасывающих вентиляторов.

Отработанная теплая вода из технологических цехов с температурой 33-40°C поступает под остаточным давлением на водораспределительное устройство градирен с верхним приводом по трубопроводам  $\varnothing$  100 мм, замкнутым на территории градирен. Далее вода по трубопроводу  $\varnothing$  800 мм поступает в распределительный стакан, откуда по восьми центральным водораспределительным трубам - на периферийные участки. В отверстия труб периферийных участков вставлены сопла, предназначенные для разбрызгивания воды.

Сопла изготовлены из полиэтилена низкого давления высокой плотности, они обеспечивают устойчивый факел разбрызгивания радиусом 1,9 м. При напоре 1,5 м водного столба производительность сопла составляет 7,5-8,0 м<sup>3</sup>/ч. Струи воды проходя через сопла, образуют мелкие брызги с большой площадью соприкосновения с воздухом, что обеспечивает интенсивный теплообмен. Для большего процента теплообмена в градирне установлен слой насадки из блоков 1,0x1,0x0,9 м, которые собираются из полиэтиленовых гофротруб  $\varnothing$ 63 мм методом оплавления.

Блоки устанавливаются в рабочее положение в два яруса высотой 1,8 м на опорную решетку внутри градирни. По гофрированным трубкам контактных устройств вода сбегает тонкой пленкой толщиной 0,3-0,5 мм, при этом происходит теплообмен с воздухом и вода, падающая в чашу градирни дождем охлаждается.

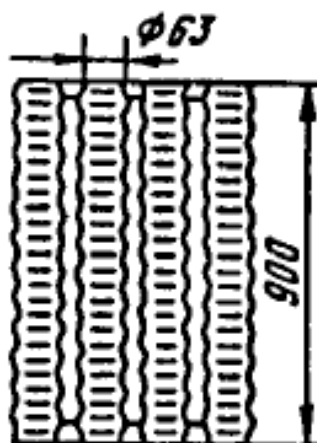


Рис.5.3. Насадочные элементы (гофротрубы)

Интенсивность теплообмена падающей воды с высоты 9 м увеличивается дополнительно встречным потоком воздуха, создаваемого вентилятором градирни или естественной тягой.

По предложению ВНИИ ВОДГЕО на градирне 781в, установлен ороситель рулонного типа, из полиэтиленовых решеток, который по охлаждающей способности соизмерим с оросителем из гофрированных дренажных труб  $\phi 63$  мм и высотой 1,8 м. Ороситель выполнен из двух полиэтиленовых решеток: I – мелкая – размер ячейки по оси нитей  $25 \times 25$  мм, толщина нитей 3,5 мм, II – крупная – размер ячейки по оси нитей  $95 \times 90$  мм, толщина нитей 4,5 мм. Обе решетки достаточно жестки. Сложенные вместе мелкая и крупная решетки свернуты в пустотелый рулон: наружный  $\phi 500$  мм,  $\phi$  пустотелой внутренней 320 мм, количество витков 11, длина 950-1000 мм. Масса рулона 8,65 кг. Рулоны в оросителе укладываются горизонтально друг к другу, каждый последующий ряд по высоте повернут относительно предыдущего на  $90^\circ$ . Решетки в блоках могут располагаться и вертикально. Необходимо обращать внимание на равномерность размещения решеток в их объеме.

Ороситель рулонного типа не рекомендуется применять при наличии в охлаждаемой воде нефтепродуктов, взвешенных веществ и других примесей, способных в прилипанию к решеткам, что может привести к закупориванию их проходного сечения.

Количество проходящего воздуха регулируется изменением числа оборотов вентилятора, режим работы которого подбирается в зависимости от температуры наружного воздуха, таким образом, чтобы обеспечить охлаждение воды до температуры не выше  $25^\circ\text{C}$ .

На всех одновентиляторных градирнях установлены осевые вентиляторы с диаметром лопастей 10,4 метра, которые смонтированы в горловине башни над оросителем. Вентиляторы приводятся в действие



электродвигателем через редуктор и гидромуфту, служащую для изменения скорости вращения вентилятора. Мощность одного вентилятора составляет 200 кВт·час. На выходе охлажденной воды из чаш градирен для задержания посторонних предметов установлены металлические сетки.

### 5.3.2. Особенности эксплуатации градирен

Для контроля температуры теплой воды, поступающей на градирни из технологических цехов, в колодцах К-34 и КИП, установлены термомпары; показания от которых регистрируются приборами в операторной насосной станции 0906.

В результате испарения части воды на градирнях и утечек из системы повышается концентрация минеральных солей, растворенной в циркуляционной воде оборотных систем водоснабжения.

Возможно также попадание продуктов технологических цехов из-за неисправности теплообменных аппаратов. При определенных концентрациях растворенные в воде соли временной жесткости (главным образом карбонат кальция  $\text{CaCO}_3$ ) могут выпадать из воды, при нагревании в теплообменных аппаратах, в осадок и отлагаться на их стенках, что резко снижает коэффициент теплоотдачи теплообменной аппаратуры и ухудшает эксплуатационные показатели.

Для предотвращения выпадания солей жесткости и очистки воды от продуктов технологических цехов производится постоянная продувка оборотной системы, т.е. удаление из нее части циркуляционной воды.

Потери воды на продувку, унос и испарение компенсируются подачей в оборотную систему свежей (добавочной) воды. Подпитка I водооборотной системы осуществляется путем подачи фильтрованной воды по трубопроводу  $\varnothing 300$  мм в приемную камеру (М.К.) насосной открытием задвижек в колодцах: К-6, К-57. Количество подпиточной воды регистрируется расходомером, установленным в операторной насосной 0906.

Взвешенные вещества, находящиеся в подпиточной воде и технологической воде, оседают в чашах градирен и распределительных лотках. Поток воды они могут быть занесены и далее в теплообменную аппаратуру, и постоянно накапливаться в ней. С целью предупреждения этого один раз в квартал производится чистка чаш градирен. На выпусках охлажденной воды из чаш градирен установлены сетки для улавливания

крупных предметов и предотвращения их попадания в теплообменную аппаратуру производственных цехов.

Воду водооборотных систем объединения «Казаньоргсинтез» подвергают специальной обработке (стабилизации). Стабильной называют воду, не вызывающую коррозию поверхностей, с которыми она соприкасается и не выделяющую на этих поверхностях осадка карбоната кальция.

Для стабилизации больших количеств воды с целью предохранения трубопроводов от коррозии воду обрабатывают гексаметофосфатом натрия  $(\text{NaPO}_3)_6$  или полифосфатом натрия  $\text{Na}_5\text{P}_3\text{O}_{10}$ . При коррозионной воде добавка в ней гексаметафосфата натрия дает возможность образовывать на внутренних стенках труб тонкую, но плотную метафосфатную пленку, которая предохраняет металл труб от непосредственного соприкосновения с водой, а также предотвращает рост кристаллов кальция и их осаждение на стенках труб.

### **5.3.3. Борьба с биологическими обрастаниями в системах оборотного водоснабжения**

Причиной развития в охлаждающих системах бактерий и водорослей является наличие в охлаждающей воде необходимых для них питательных веществ и благоприятных температурных условий.

Особенно интенсивное развитие биологических образований в охлаждающих системах наблюдается при повышенном содержании в охлаждающей воде органических веществ (окисляемость воды более 10-15 мг/л  $\text{O}_2$ ). Развитие бактерий на стенках аппаратов и труб проявляется в форме слизистых отложений, среди которых скапливаются механические примеси.

Первыми появляются так называемые зооглейные бактерии, образующиеся крупными студенистыми скоплениями из клеток, одетых слизистой капсулой. В водопроводных трубах зачастую появляются нитчатые железобактерии, иногда уменьшая их пропускную способность. Среди обрастаний иногда возможно появление червей, а также личинок насекомых. Зооглейные бактерии хорошо развиваются в чистых культурах при температуре  $17 \div 25$  °С большинство организмов обрастаний развиваться не может.

На открытых поверхностях охлаждающих устройств, особенно градирнях, развиваются сине-зеленые и диатомовые водоросли, на закрытых - зооглейные нитчатые бактерии.

Для борьбы с биологическими обрастаниями охлаждающих систем, которые ухудшают теплообмен с аппаратов и способствуют их забиванию, эффективным методом является обработка воды карбоцидом и аминокцидом.

## 5.4. Эффективность промышленных градирен

В данном разделе приведены результаты расчета эффективности теплообмена в промышленных градирнях 781а, в, д, ж расположенных на ОАО «Казаньоргсинтез», используя промышленные данные и разработанную математическую модель процесса охлаждения воды (глава 3). Проведена оценка эффективности тепло и массоотдачи в насадочной области градирни.

### 5.4.1. Тепловой КПД градирни

1. *Тепловой КПД градирни на основе промышленных данных.*

Средний тепловой КПД градирни определяется по выражению:

$$E_{\text{Ж}} = \frac{T_{L,\text{н}} - T_{L,\text{к}}}{T_{L,\text{н}} - t_{\text{МТН}}} \cdot 100 . \quad (5.9)$$

Данные об охлаждающей способности промышленных градирен 781а, в, д, ж приводятся в Табл.5.3- 5.6.

Таблица 5.3. Данные градирни 781а с гофротрубами

ДАТА	$T_{L,\text{н}}, ^\circ\text{C}$ воды	$T_{L,\text{к}}, ^\circ\text{C}$ воды	$T_G, ^\circ\text{C}$ воздуха	Относительная влажность воздуха, %
2-10.01.03	22	17,7	- 20	70-75
2-10.04.03	26	20	5	78-79
2-10.07.03	33	30	28	60-70
2-10.09.03	28	25	15	80-85

Таблица 5.4. Данные градирни 781в с сетчатой насадкой

ДАТА	$T_{LH}, ^\circ C$ воды	$T_{Lk}, ^\circ C$ воды	$T_G, ^\circ C$ воздуха	Относительная влажность воздуха, %
2-10.01.03	22	17	- 20	70-75
2-10.04.03	26	18	5	78-79
2-10.07.03	30	26	28	60-70
2-10.09.03	28	20	15	80-85

Таблица 5.5. Данные градирни 781д с деревянным решетником

ДАТА	$T_{LH}, ^\circ C$ воды	$T_{Lk}, ^\circ C$ воды	$T_G, ^\circ C$ воздуха	Относительная влажность воздуха, %
2-10.01.03	23	17	- 20	70-75
2-10.04.03	26	19	5	78-79
2-10.07.03	30	27	28	60-70
2-10.09.03	28	13	15	80-85

Таблица 5.6. Данные градирни 781ж с сетчатой призматической насадкой

ДАТА	$T_{LH}, ^\circ C$ воды	$T_{Lk}, ^\circ C$ воды	$\Gamma^c, ^\circ C$ воздуха	Относительная влажность воздуха, %
2-10.01.03	22	16	- 20	70-75
2-10.04.03	26	18	5	78-79
2-10.07.03	30	26	28	60-70
2-10.09.03	28	22	15	80-85

В Табл. 5.7 приведены КПД градирен, рассчитанных по данным производства (Табл.5.2-5.6) при одинаковых технических и метеорологических условиях, отличающиеся только типом оросителя.

Таблица 5.7. Тепловой КПД градирен по данным производства

Тип оросителя	2-10.01.03	2-10.04.03	2-10.07.03	2-10.09.03
Гофротрубы	23	20	16	18
Сетчатая насадка	24	23	19	21
Деревянный решетник	25	27	20	22

Сетчатая призматическая насадка	24	22	18	20
---------------------------------------	----	----	----	----

Высота блоков насадки – 1,8 метра;  
 производительность по воде - 2700 м<sup>3</sup>/ч;  
 производительность по воздуху - 275000 м<sup>3</sup>/ч

## 2. Локальная тепловая эффективность верхней зоны градирни.

В приближенных расчетах эффективность тепломассообменного процесса можно вычислить по одномерной модели переноса. Выполним расчет для двух крайних случаев:

Полное перемешивание в сплошной (газовой) фазе ( $Pe_{\Gamma} \rightarrow 0$ )

$$E_t = \frac{N_{ог}}{1 + N_{ог}} \cdot 100\% \quad (5.10)$$

Полное вытеснение ( $Pe_{\Gamma} \rightarrow \infty$ )

$$E_t = 1 - \exp(-N_{ог}) \cdot 100\% \quad (5.11)$$

где  $N_{ог}$  - общее число единиц переноса в газовой фазе;  $Pe_{\Gamma}$  число Пекле.

Значение  $N_{ог}$  зависит от коэффициента теплопередачи  $K_{ог}$ , площади межфазной поверхности и расхода фаз. Так как основное сопротивление теплопередаче (до 90%) сосредоточено в газовой фазе, значение  $K_{ог} \approx \alpha_{\Gamma}$ . Коэффициент теплоотдачи от капель найдем по известной формуле:

$$Nu_{\Gamma} = 2 + 0.55 \cdot Re_{к}^{1/2} \cdot Pr_{\Gamma}^{1/3} \quad (5.12)$$

при  $Re_{к} = 1609$  и  $Pr_{\Gamma} \approx 1$ , получим  $Nu_{\Gamma} = 22.5$ ;

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{Nu_{\Gamma} \cdot \lambda}{2 \cdot R_{к}} \quad (5.13)$$

где  $Nu_{\Gamma}$  - число Нуссельта;  $Pr_{\Gamma}$  - число Прандтля;  $\lambda$  - теплопроводность воздуха.

Коэффициент теплоотдачи в газовой фазе блоков оросителей вычислим по критериальному уравнению [43]:

$$Nu_{\Gamma} = 0,023 \cdot Re_{\Gamma}^{0.8} \cdot Pr_{\Gamma}^{0.4} \quad (5.14)$$

При  $Re_{\Gamma} = 506$ , получим  $Nu_{\Gamma} = 3,3$ .

При известном значении КПД по газовой фазе эффективность теплообмена по жидкой фазе можно оценить из приближенного соотношения:

$$\frac{1}{E_{\Gamma}} - 1 \approx \left( \frac{1}{E_{\text{ж}}} - 1 \right) \cdot \frac{L \cdot C_{p\text{ж}}}{G \cdot C_{p\Gamma}} \quad (5.15)$$

где  $L, G$  – массовые расходы жидкой и газовой фаз;  $C_{p\text{ж}}, C_{p\Gamma}$  – теплоемкости.

Расчеты по вышеприведенным зависимостям при условии полного смешения дают значения теплового КПД верхней зоны в пределах  $E_{\text{ж}1} \approx 3,2\%$  и в нижней  $E_{\text{ж}2} \approx 8,2\%$ . Значение  $E_{\text{ж}1}$  небольшое, что характерно для полых распыливающих аппаратов при относительно небольших скоростях взаимодействия фаз.

При известной эффективности теплообмена  $E_{\text{ж}}$  можно вычислить конечную температуру охлаждаемой воды:

$$t = t_{\text{н}} - E_{\text{ж}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{мтн}}) \quad (5.16)$$

### 3. Расчет эффективности теплообмена на основе решения дифференциальных уравнений переноса (глава 3)

Выполнен тепловой расчет работы градирни по данным проекта с различными типами блоков оросителей. Результаты приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.8. Результаты расчета теплового КПД градирни [46]

Тип насадки	Температура воды на входе в градирню, °С	Температура воды на выходе из градирни, °С	Температура воздуха на входе в градирню, °С	Температура воздуха на выходе из градирни, °С	Тепловой КПД по жидкой фазе, %
Гофрированные полиэтиленовые трубки $a_v = 52 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	34,72	19,9	32,94	21
Деревянные прямоугольные бруски, №1 [47] $a_v = 28,56 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,86 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	33,9	19,9	37,0	24,5
Деревянные прямоугольные бруски, №2 [47] $a_v = 6,11 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,96 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	33,27	19,9	37,4	27

Продолжение табл. 5.8.

Деревянные треугольные бруски $a_v = 4,7 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,97 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	33,1	19,9	36,9	27,7
Волнистые асбес- тоцементные листы $a_v = 12,32 \text{ м}^2/\text{м}^3$ , $V_{\text{св}} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$	40	33,87	19,9	37,72	24

Высота блоков оросителей – 3 метра;

Производительность по воде –  $2700 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;

Производительность по воздуху –  $275000 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Из таблицы следует, что наиболее эффективно градирия работает с блоками оросителей из деревянных треугольных брусков. Расчет выполнялся при условии равномерного распределения жидкой фазы по рабочему объему градирии. Профиль скорости воздуха находился из решения уравнений движения.

Известно [44,45], что гидродинамические неоднородности, вызванные дефектами монтажа, конструкции, концевыми неравномерностями и другими факторами, могут значительно снижать эффективность теплообменного процесса. Поэтому, на основе математической модели [46] выполнен расчет тепловой эффективности градирии при различных гидродинамических неоднородностях. Установлено, что неравномерное распределение потока воздуха по сечению градирии вызывает снижение теплового КПД на 20-30%, а неравномерная подача жидкости на 30-50%. Данные неоднородности могут быть обусловлены как концевыми неравномерностями, так и различным гидравлическим сопротивлением рабочих зон градирии.

Представленные результаты позволяют сделать вывод о том, что контактные элементы, изготовленные из деревянных брусков имеют наиболее высокий КПД, однако, деревянные бруски в процессе работы быстро разрушаются, что является их существенным недостатком и ограничивает их применение. Происходит это потому, что древесина чувствительна к химическому и биологическому воздействию.

На сегодняшний день насадки из пластмассы являются одним из наиболее прогрессивных и распространенных типов. Пластмасса противостоит химическому воздействию многих растворов, кислот, щелочей и солей, что выгодно отличает ее от древесины, однако она хуже смачивается.

В таблице 5.9 даны результаты моделирования охлаждающей способности промышленной градирни СК-400 площадью 380 м<sup>2</sup> с различными типами блоков насадки ( $\Gamma = 8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \text{ ч})$ ,  $V_{\Gamma} = 2,08 \text{ м/с}$ ,  $t_{\text{МТ.Н}} = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{Н}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Таблица 5.9

Тип насадки	Расчетная температура воды на выходе из градирни, $^{\circ}\text{C}$	Экспериментальная температура воды на выходе из градирни, $^{\circ}\text{C}$	Экспериментальная температура воздуха на входе в градирню, $^{\circ}\text{C}$	Высота слоя блоков насадки, м	Тепловой КПД по жидкой фазе, %
ПР50	29,6	26,5	24,5	1,05	53,1
Бальке-Дюрр	28,9	26,5	24,5	1,29	53,1
ТПВВ	29,3	26,5	24,5	1,4	53,1
Трубчатый, $\varnothing 44$ (гофротрубы витые)	29,2	26,5	24,5	1,84	53,1
Деревянные капельно-пленочный	29,1	26,5	24,5	3,09	53,1
Асбестоцементный	29,2	26,5	24,5	1,82	53,1

Как видно из таблицы 5.9, пластмассовые оросители имеют практически одинаковую охлаждающую способность при равных гидравлических нагрузках, скорости воздуха, температуре нагретой воды и метеорологических факторах (чем меньше требующаяся высота насадки, тем выше ее охлаждающая способность).

На основании разработанных алгоритмов расчета, реализованных на ЭВМ проведено моделирование работы промышленной градирни (рис.5.2) [48].

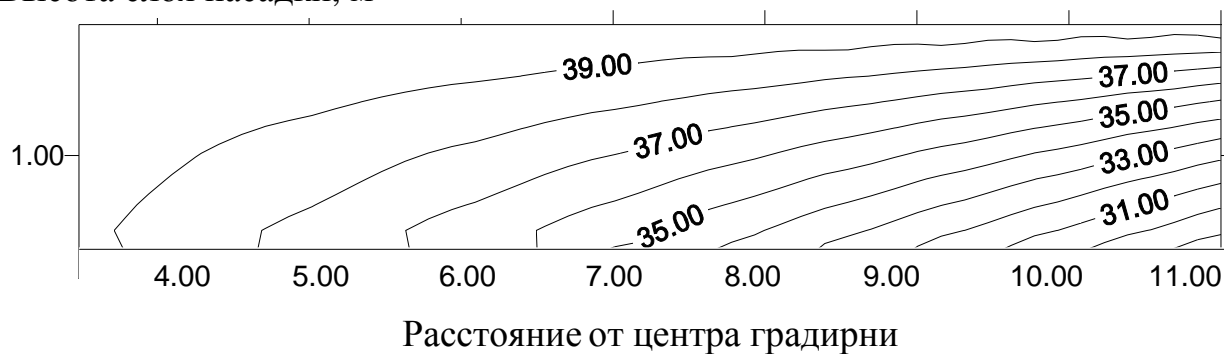
В случае использования гофротруб  $\varnothing 63$  см получены профили температур (рис.5.4) и графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни (рис 5.5) [48].

Параметры на входе в градирню: высота слоя насадки 1,8; скорость воздуха 0,8 м/с; плотность орошения 7 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч; температура газа на входе 20,0  $^{\circ}\text{C}$ ; относительная влажность воздуха 57 %; температура воды на входе 40,0  $^{\circ}\text{C}$ . Температура на выходе расчетная 28,2  $^{\circ}\text{C}$ .



а) распределение поля температур воды:

Высота слоя насадки, м



б) распределение поля температур воздуха:

Высота слоя насадки, м

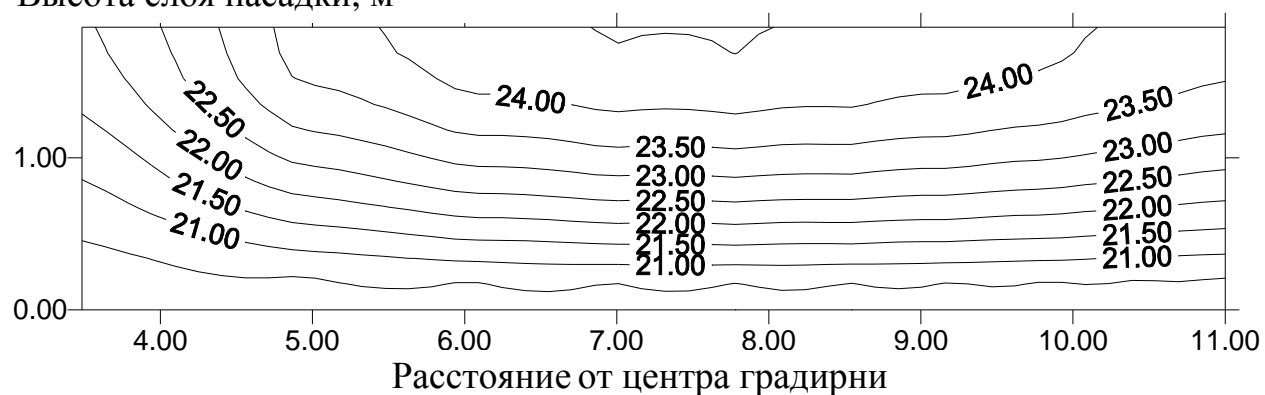


Рис. 5.4 Распределение полей температур по зонам градирни

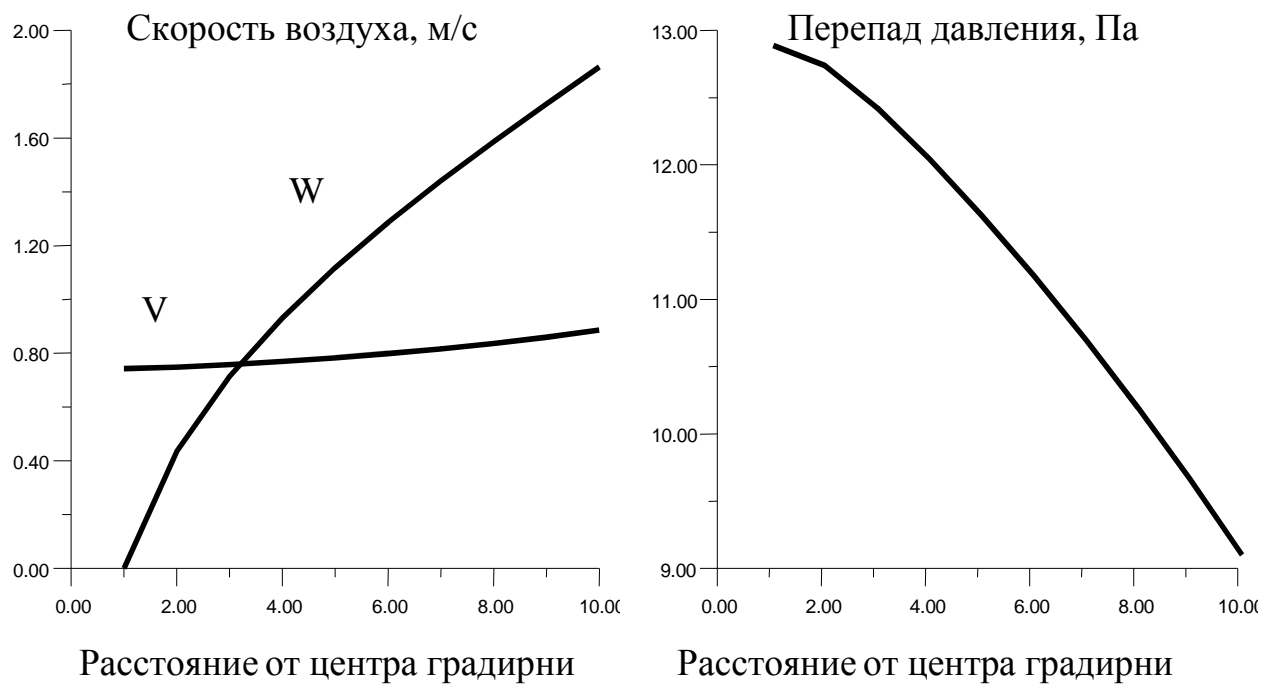


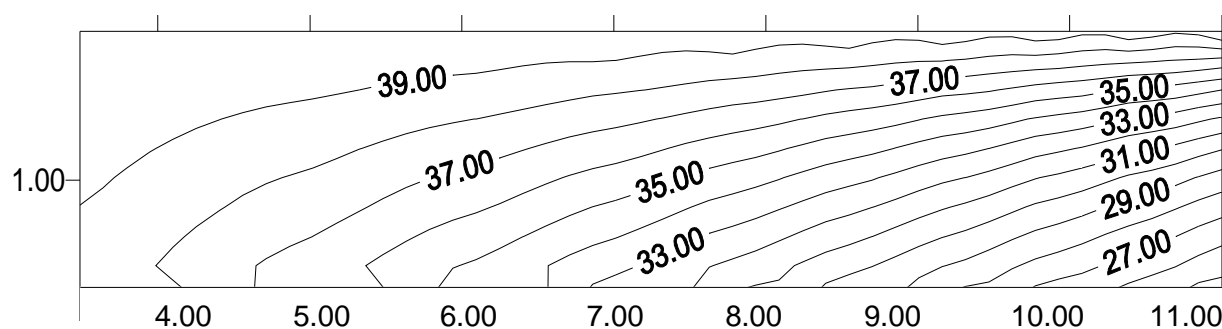
Рис. 5.5. Графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни

В случае использования сетчатой насадки (рис.4.2) получены профили температур (рис. 5.6) и графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни (рис. 5.7) [48].

Параметры на входе в градирню: высота слоя насадки 1,8; скорость воздуха 0,8 м/с плотность орошения 7 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>ч; температура газа на входе 20,0 °С; относительная влажность воздуха 57 %; температура воды на входе 40,0 °С. Температура на выходе расчетная 29,7 °С.

а) распределение поля температур воды:

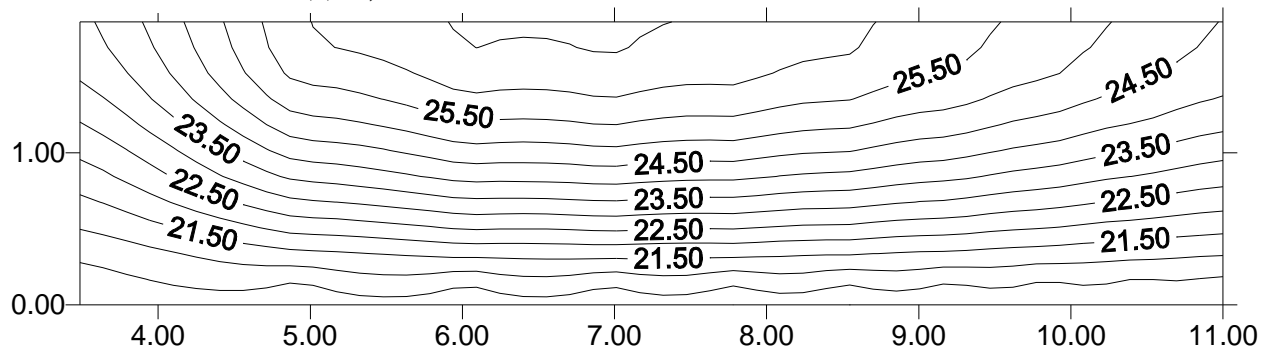
Высота слоя насадки, м



Расстояние от центра градирни

б) распределение поля температур воздуха:

Высота слоя насадки, м



Расстояние от центра градирни

Рис. 5.6. Распределение полей температур по зонам градирни

Таким образом, замена гофротруб на сетчатую насадку позволяет увеличить охлаждение на 10 %.

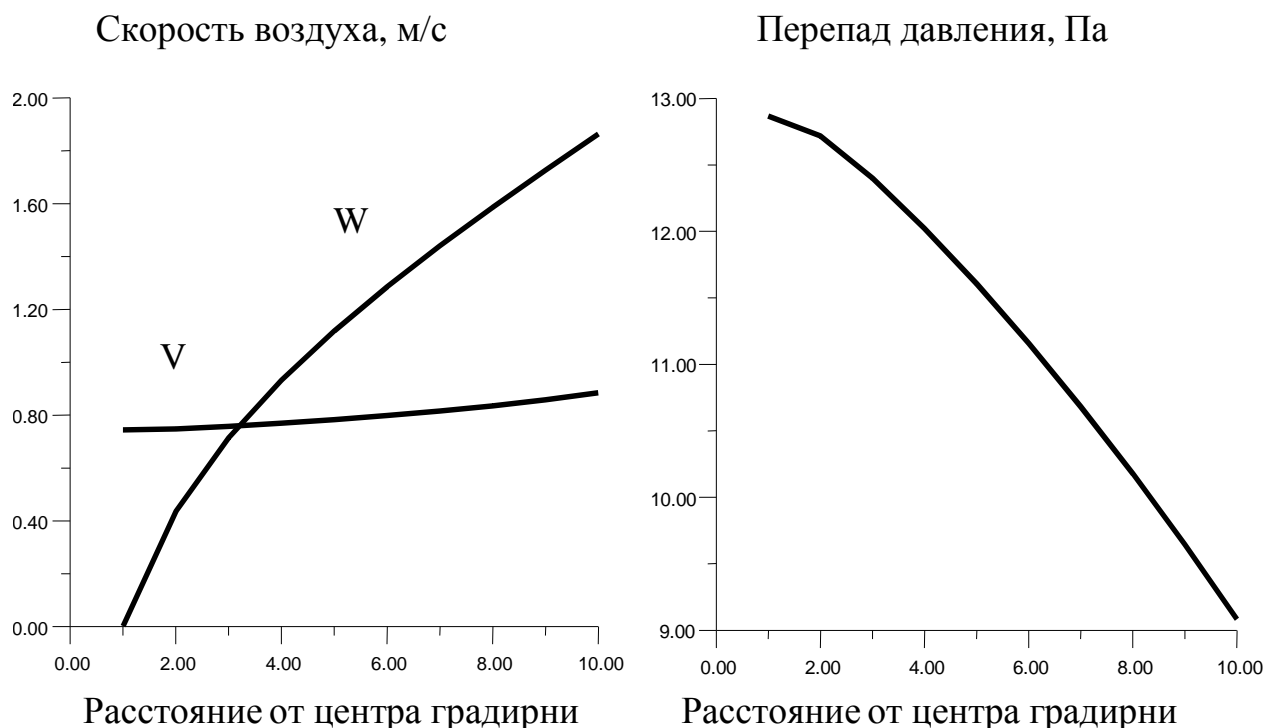


Рис. 5.7. Графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни

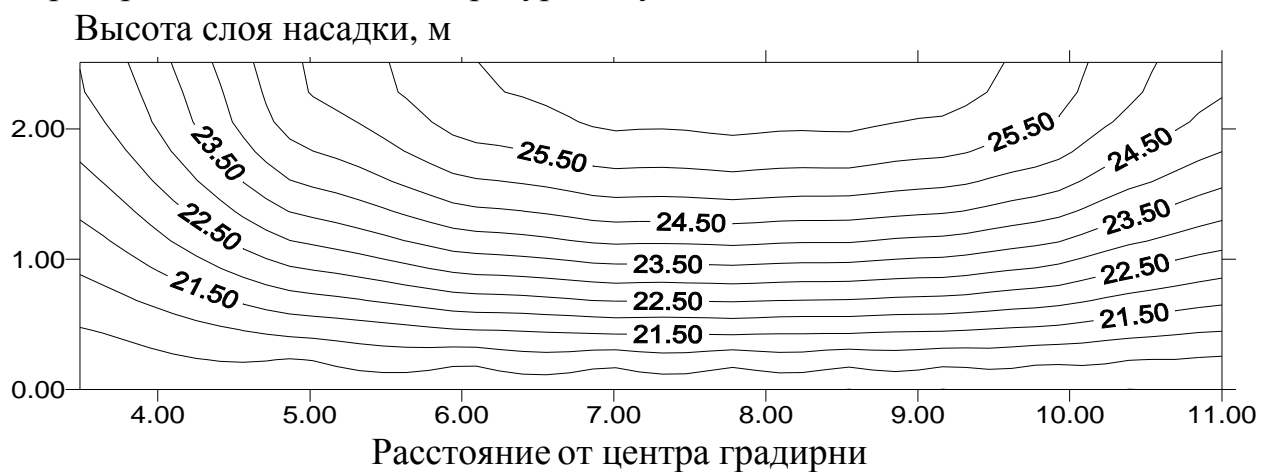
Анализ распределения газового потока в слое насадки промышленных градирен показывает, что существует неравномерность распределения профиля скорости по сечению градирни, что приводит к снижению испарительного охлаждения. Поэтому рассмотрим случай, когда высота насадки плавно увеличивается от центра градирни к стенке (от 1,2 м до 2,4 м).

Увеличение высоты слоя насадки приведет к увеличению сопротивления зон около стенки, и соответственно приведет к перераспределению и выравниванию потока газа в сечении градирни (рис.5.10).

Получены профили температур (рис. 5.8) и графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни (рис.5.9) [48].

Параметры на входе в градирню: высота слоя насадки увеличивается от центра градирни к стенке (от 1,2 м до 2,4 м); скорость воздуха 0,8 м/с; плотность орошения  $7 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ ; температура газа на входе  $20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ ; относительная влажность воздуха 57%; температура воды на входе  $40,0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура на выходе расчетная  $26,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

а) распределение поля температур воздуха:



б) распределение поля температур воды:

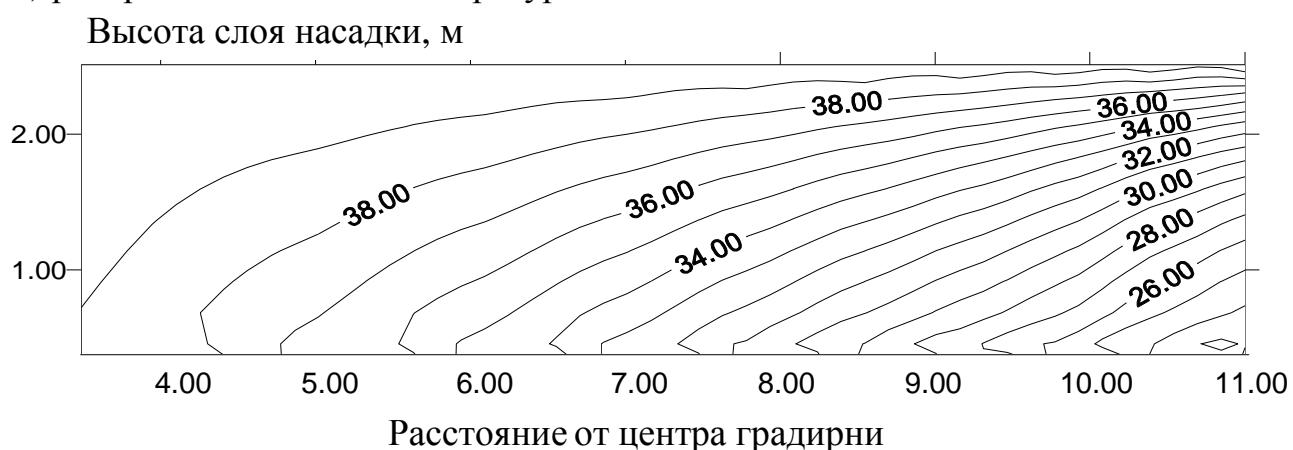


Рис. 5.8. Распределение полей температур по зонам градирни

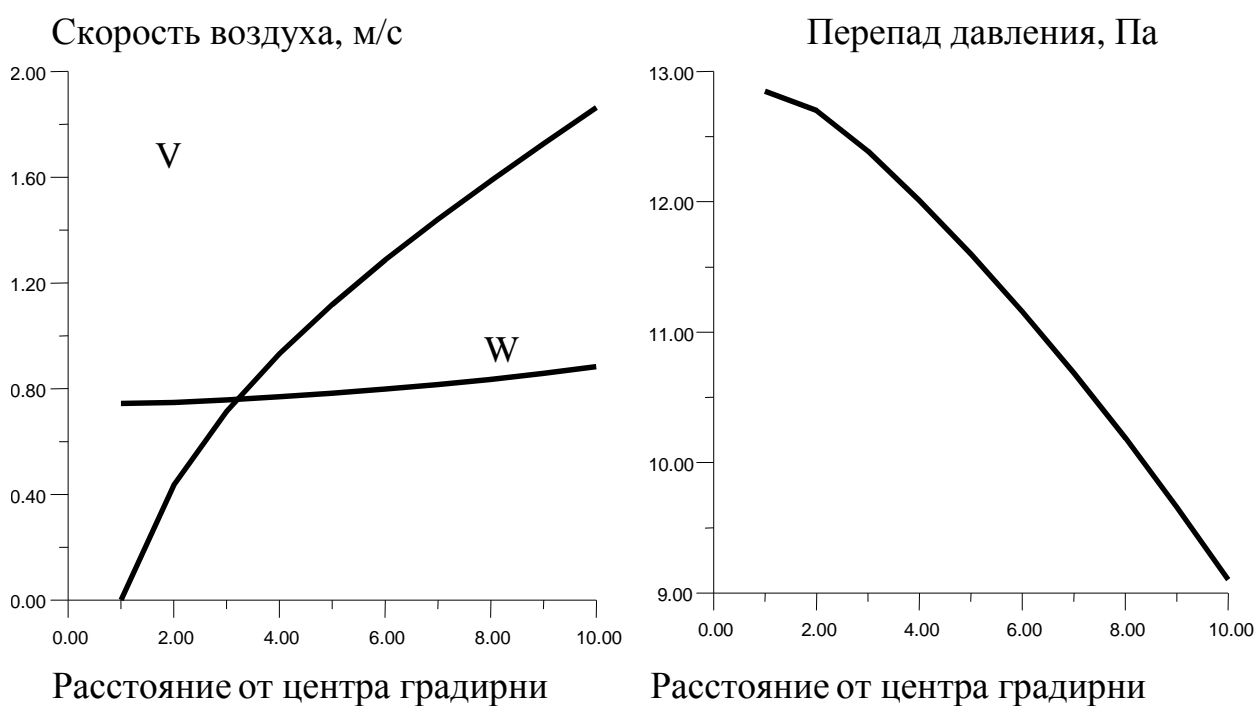


Рис. 5.9. Графики распределения скорости воздуха и давления по зонам градирни

То есть неравномерное расположение слоя насадки позволяет улучшить процесс испарительного охлаждения воды в градирне на 11%.

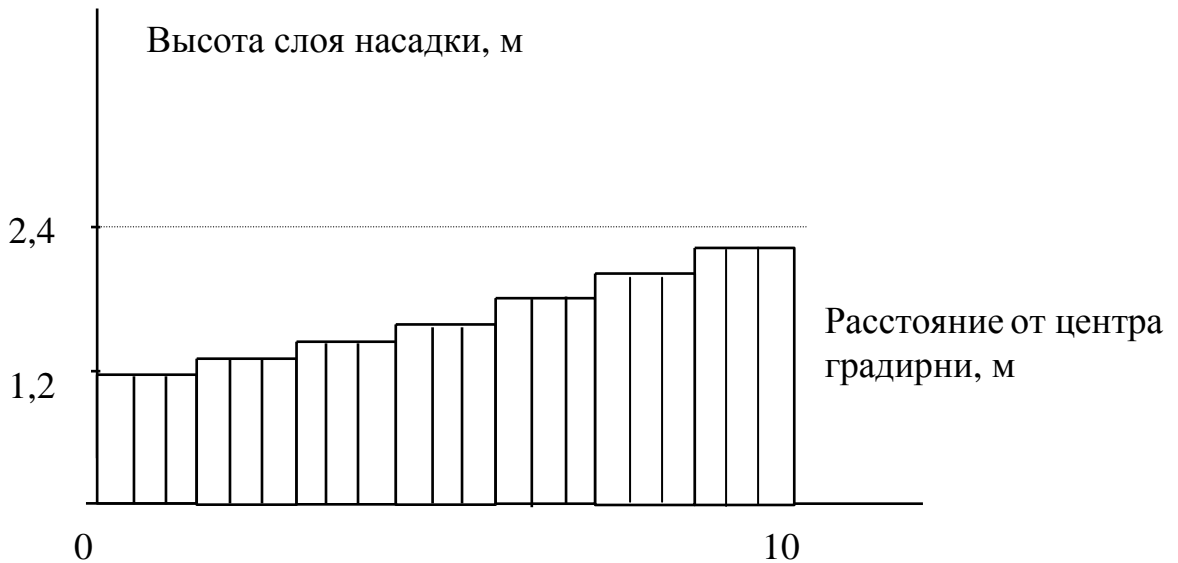


Рис. 5.10. Расположение блоков насадок в градирне (вариант реконструкции)

### 5.5. Диагностика работы градирен

#### 1. Влияние скорости воздуха.

При лимитирующем сопротивлении процессам переноса газовой фазы скорость движения воздуха существенно влияет на тепло- и массоотдачу от капель воды.

Выполненные в данной работе расчеты, а также анализ литературных данных [49,50] показывают, что объемные коэффициенты тепло и массоотдачи имеют значительную зависимость от скорости газа. Эта зависимость имеет вид:

$$\alpha_{\Gamma} a_v \approx \beta_{Vx} a_v \approx W_{\Gamma}^{0,7 \dots 0,9}$$

При увеличении скорости воздуха в два раза тепловой КПД градирни увеличивается на ~30%.

#### 2. Влияние конструкции блоков насадки.

Расчеты на основе известных полуэмпирических уравнений, а также применение математического моделирования показывают, что наиболее эффективна конструкция блоков насадки из деревянных брусков. Тепловой КПД градирни в этих случаях составляет 24-27 % и более (в летнее время).

### 3. Влияние неравномерности распределения фаз.

При условии равномерного распределения фаз тепловой КПД градирни с блоками насадки из полиэтиленовых труб должен составлять  $E_{ж} = 25 \%$ , что обеспечивает охлаждение воды с  $T_{н} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $T_{к} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$  при температуре окружающего воздуха  $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  и относительной влажности  $57\%$ . Однако, в реальных условиях работы промышленных аппаратов большого диаметра всегда существуют гидродинамические неоднородности (масштабные эффекты), которые могут существенно снижать эффективность проводимого процесса.

Расчеты показывают, что неравномерности распределения воздуха и воды уменьшают тепловой КПД на  $50\text{-}70\%$ . Следовательно, при проектировании или реконструкции градирен необходимо учитывать и устранить эти нежелательные эффекты.

Из теории масштабного перехода следуют основные способы, снижающие неравномерности [45]:

- выравнивание поля скоростей на входе в аппарат с помощью распределителя фаз;
- оптимизация режима работы аппарата;
- ограничения размеров, обуславливающих масштаб турбулентности и циркуляционных контуров;
- ограничение возможной длины байпасов;
- устранение дефектов конструкции и монтажа, приводящих к байпасным потокам и усилению обратного перемешивания.

## 5.6. Варианты модернизации градирен

### 5.6.1. Модернизация на ТЭЦ

На Казанской ТЭЦ-2 в качестве блоков оросителя используются гофротрубы  $\varnothing 63$  мм. Первоначально гофротрубы предназначались для дренажа грунтовых вод. Поэтому диаметр труб, формы и размеры гофр применительно к стеканию пленки воды и турбулизации потока воздуха в таких насадках не являются оптимальными. Придание гофрам не горизонтального, а наклонного расположения в виде резьбы, конечно, несколько уменьшает возможность загрязнения поверхности труб. В то же время надежды на существенное повышение охлаждающей способности насадки из труб с винтовым расположением гофр не оправдались. Чем

больше шаг винта (круче наклон гофры), тем больше вероятность образования в канавке (гофре) струйки воды, быстро стекающей по ложбинке винта вниз, т.е. время контакта воды с воздухом при минимальной возможности перемешивания слоев воды внутри непрерывной струйки уменьшается.

Некоторая закрутка пристенных к винтовым трубам слоев воздуха ухудшение гидравлического режима стекания воды в достаточной степени не компенсирует. Таким образом, можно обоснованно утверждать, что придавать гофрам большой наклон нецелесообразно. Единственно оправданным может оказаться придание им наклона для смыва отложений, для чего достаточен гидравлический уклон порядка  $i = 0,15$ . Это, однако, не дает оснований утверждать, что такие трубы не будут загрязняться, в особенности в оборотных циклах нефтехимических предприятий.

Следует отметить, что для охлаждающей способности контактных устройств играет важную роль не только удельная площадь поверхности насадки. Большое значение имеют следующие условия:

- вода должна стекать по насадкам ровной пленкой, а не отдельными ручейками или струйками;
- соприкасающаяся с воздухом поверхность водяной пленки должна непрерывно обновляться путем турбулентного перемешивания.

Один из вариантов модернизации градирен на ТЭЦ предполагает замену гофротруб (рис. 5.3) на сетчатую насадку (рис. 4.3). Решетчатые конструкции требуют меньшего количества материала на изготовление, чем в случае гофрированных труб. Они допускают и большую неравномерность распределения воды по верху оросителя, которая, как правило, имеет место в практических условиях эксплуатации градирен, поскольку поток воды при движении сверху вниз в их объемной решетчатой структуре имеет возможность свободного перераспределения. При этом поверхность охлаждения, состоящая из пленок, стекающих по перемычкам решеток, и капель, срывающихся с них и падающих вниз при многократном дроблении, непрерывно обновляется и турбулизуется потоком воздуха, что интенсифицирует процесс испарения (охлаждения) воды. Трубчатые насадки, при высоте 0,7-1,5 м требуют равномерного распределения воды в градирне, поскольку возможность ее перераспределения в объеме имеется только в пространстве между трубами.

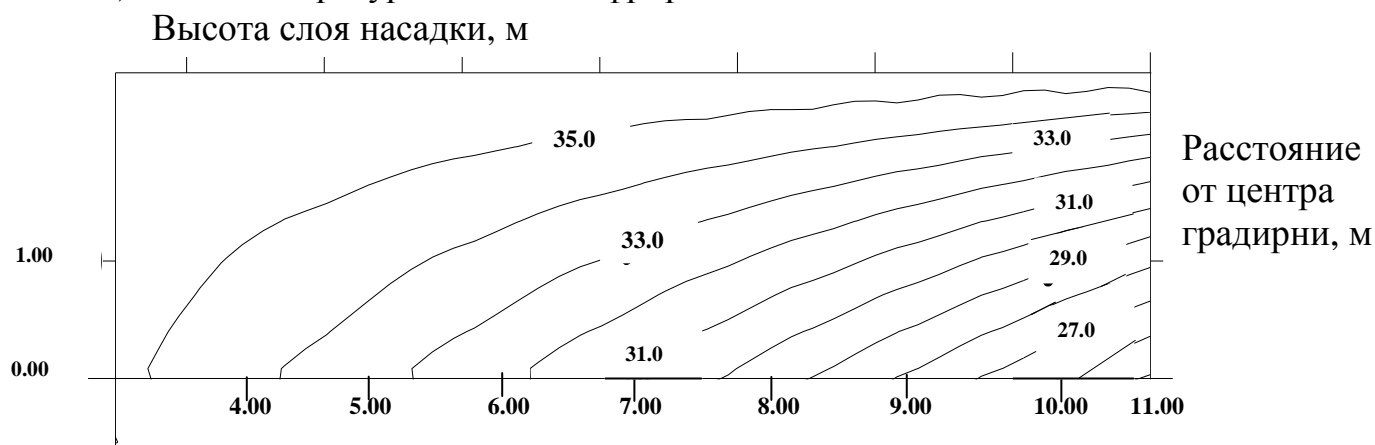
В трубах, занимающих около 50% активного объема градирни возможность такого перераспределения отсутствует. При расходе воды, например  $10\ 400\ \text{м}^3/\text{ч}$ , для градирни площадью  $1\ 520\ \text{м}^2$  при равномерном орошении на площадь, занимаемую каждой трубкой  $\varnothing 63\ \text{мм}$ , должно

попасть 0,01-0,02 м<sup>3</sup>/ч воды. При несоблюдении этого условия некоторая часть активного объема блоков насадки из гофротруб может вообще не участвовать в процессе охлаждения воды.

Результаты моделирования (Рис.5.8.) показывают, что замена гофротруб (Рис.5.3) на сетчатую насадку (Рис.4.3) позволяют увеличить эффективность охлаждения на 10%.

На основе разработанных алгоритмов, реализованных на ЭВМ, выполнено моделирование работы промышленных градирен (рис.5.11).

а) поля температур воды для гофрированной насадки:



б) поля температур воды для сетчатой насадки:

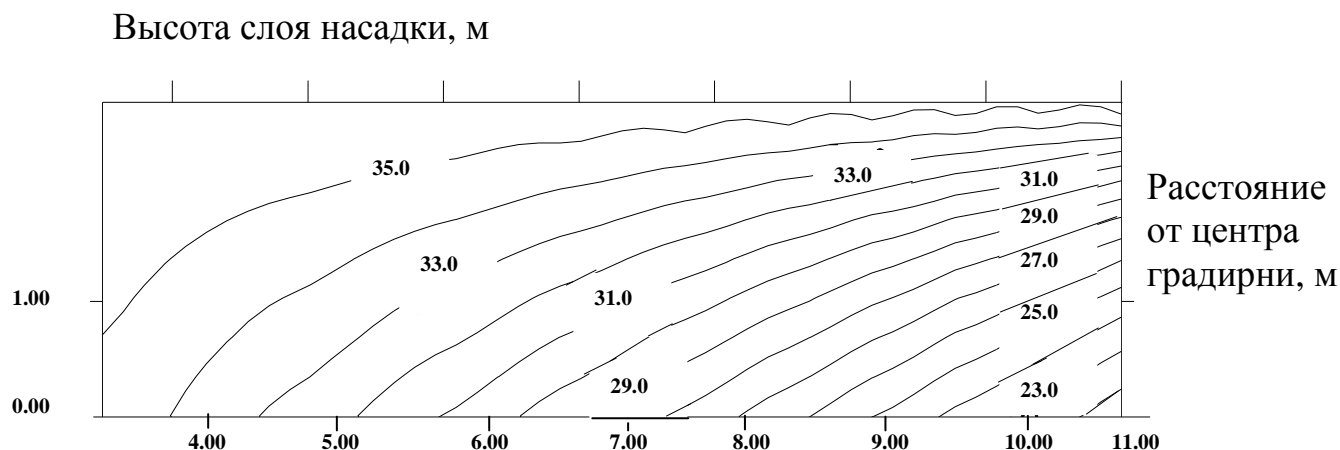


Рис.5.11. Поля температур воды в слое насадки в промышленной градирне

### 5.6.2. Снижение гидродинамических неравномерностей

В соответствии с методом сопряженного физического и математического моделирования [44,51,52] можно выделить в рабочей зоне градирни 781 в (или 908) следующие характерные области: область противоточного воздушно-капельно-струйного взаимодействия фаз в



верхней части аппарата (зона I); области (зоны 2) пленочного течения по поверхностям насадочных элементов блоков-оросителей; области противоточного воздушно-капельного взаимодействия фаз между пакетами блоков-оросителей.

В области противоточного воздушно-капельно-струйного взаимодействия фаз в верхней части аппарата поступающая в водораспределительное устройство вода, проходя через сопла, диспергируется и в виде капель и струй вступает во взаимодействие с поступающим снизу воздушным потоком. Процесс теплоотдачи будет зависеть от процесса диспергирования воды и возникающей при этом гидродинамической обстановки. Механизм диспергирования зависит от конструктивных параметров (диаметр, форма, ориентация, конструкция и материал сопла); режимных параметров (расход и скорость воды, перепад давления в сопле) и от параметров, связанных со свойствами воды и воздуха (поверхностное натяжение на поверхности раздела фаз, плотность, вязкость, энтальпия и влагосодержание).

В зависимости от расхода воздуха в данной области взаимодействия фаз могут наблюдаться капельный и струйный режимы истечения. При высоких скоростях истечения капли начинают коалисцировать в непосредственной близости от сопла и при дальнейшем увеличении расхода из сопла начинает вытекать сплошная струя воды, которая вследствие возникающих на ее поверхности возмущений дробиться на капли.

Процессу теплообмена способствуют многократные процессы коалисценции и дробления при их движении.

В данной области взаимодействия фаз варианты повышения эффективности теплообмена ограничены и сводятся в основном к модернизации сопел и организации иной подачи воды. Наиболее существенное повышение эффективности охлаждения воды в этой области может быть достигнуто за счет дополнительной подачи воздуха из окружающей среды, например, путем установки по периметру градирни выше блоков оросителей специальных устройств.

В области пленочного течения по поверхностям насадочных элементов блоков - оросителей вода в виде тонкой пленки стекает вниз по теплообменной поверхности под действием силы тяжести. Время взаимодействия фаз невелико, но теплообмен должен происходить с высокой эффективностью, вследствие развитой поверхности контакта фаз. Повышение интенсивности теплообмена возможно за счет искусственной турбулизации течения пленки - шероховатости и конфигурации стенок,

механического срыва пленки, а также за счет турбулизации воздушного потока.

Теплообмен в данной области может быть интенсифицирован путем изменения формы насадочных элементов, что будет способствовать развитию поверхности контакта фаз, разрушению и вновь формированию пограничного слоя.

Область противоточного воздушно - капельного взаимодействия фаз между пакетами блоков оросителей подобна области противоточного воздушно - капельно - струйного взаимодействия фаз в верхней части аппарата; здесь взаимодействуют капли и струи воды образовавшиеся при срыве с поверхности верхнего блока насадочного элемента с воздушным потоком.

Как отмечено выше, относительно невысокая эффективность теплообмена в градирнях с блоками оросителей из полиэтиленовых труб вызвана плохой смачиваемостью поверхности водой.

Сравнительная оценка эффективности охлаждения воды в градирнях, отличающимися только типом оросителя (табл. 5.7) показывает, что при равных технических и метеорологических условиях градирня с сетчатой насадкой охлаждает лучше, чем с гофротрубами на 5-7 %.

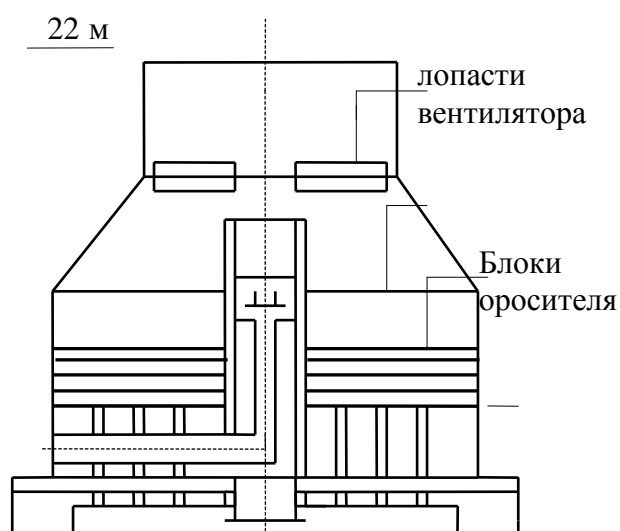


Рис 5.12. Схема градирни с горизонтальным расположением насадочных элементов

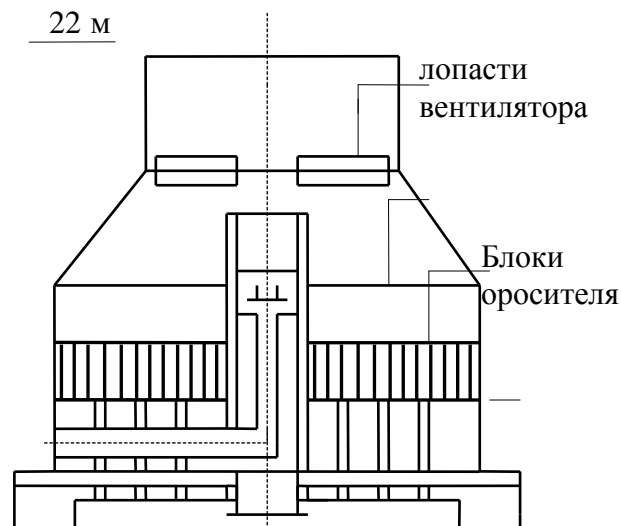


Рис 5.13. Схема градирни с вертикальным расположением насадочных элементов

Проведенный анализ экспериментальных исследований [48,54] показал, что при расположении насадочных элементов горизонтально охлаждение воды происходит эффективнее по сравнению с вертикальным расположением. При этом происходит большая турбулизация воздуха и

увеличивается поверхность контакта фаз за счет более интенсивного дробления капель жидкости и снижения проскока капель.

Анализ полученных результатов показывает, что неравномерное расположение слоя насадки обеспечит выравнивание профиля скорости воздуха и позволяет улучшить процесс испарительного охлаждения воды в градирне на 15-22 %.

Одним из вариантов модернизации градирен (на ОАО «Казаньоргсинтез») заключается в неравномерной установке блоков насадки [53]. Один слой устанавливается вертикально, а сверху насадочные элементы укладываются горизонтально, причем у стенок градирни, где наблюдается повышенная скорость воздуха высоту блоков (сетчатых насадок) следует сделать выше, а ближе к центру ниже, т.е. в центральной области высота насадочного слоя должна быть меньше и постепенно увеличиваться к стенке градирни (Рис. 5.14).

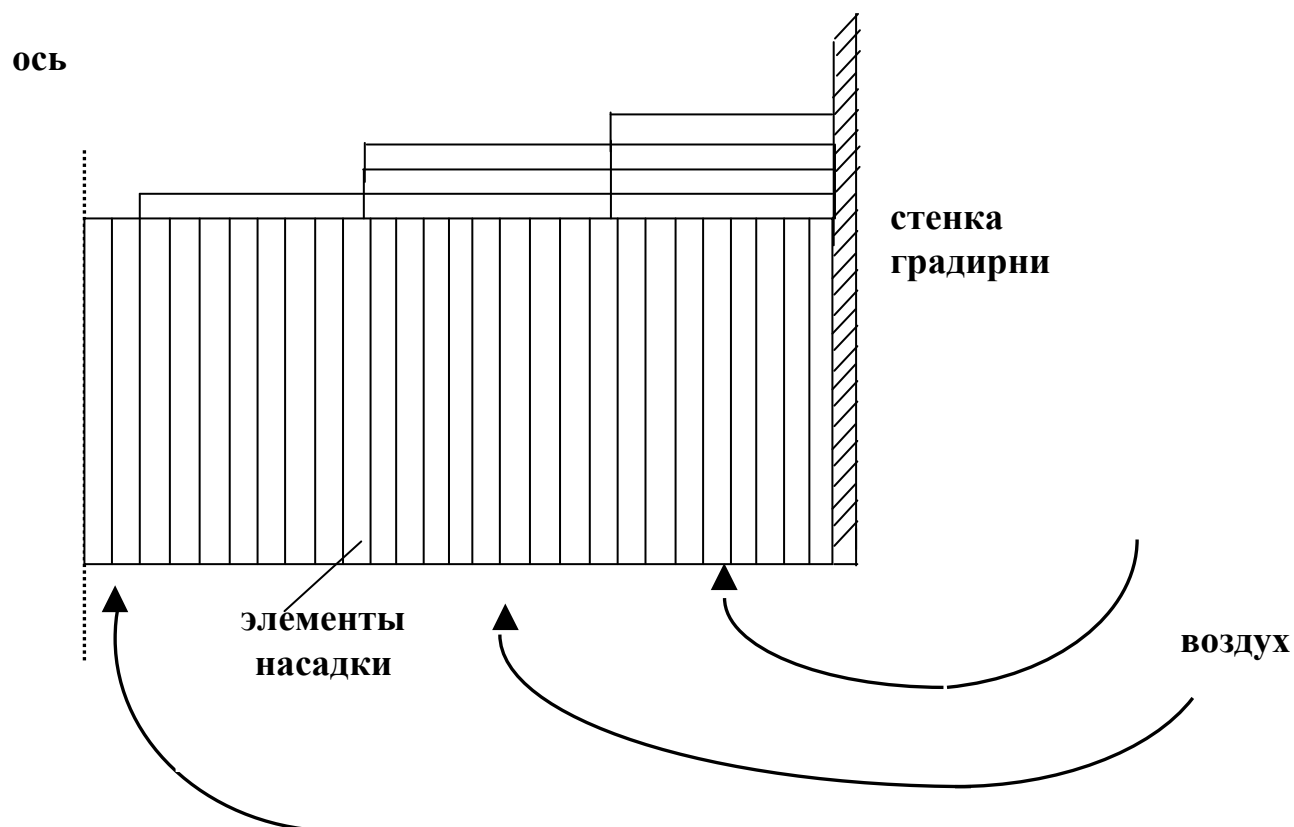


Рис. 5.14. Один из вариантов расположения насадочных элементов

В таблице 5.10 представлены значения теплового КПД для вентиляторной градирни с сетчатой насадкой в разное время года, рассчитанного по промышленным данным, по математической модели до и по математической модели после предложенной модернизации. Расчетные

значения КПД несколько выше промышленных данных, это объясняется допущениями модели. После модернизации тепловой КПД выше на 15-18%, за счет неравномерного распределения насадочных элементов.

Таблица 5.10. Данные градирни 781в с сетчатой насадкой

ДАТА	$T_{LH}$ °C воды	$T_{LK}$ °C воды	$T_G$ °C воздуха	$t_{MTH}$ °C	Относ. влажн. воздуха, %	КПД пром %,	КПД расч, %	КПД после модер расч, %
2-10.01.03	22	17	- 20	-	70-75	23	27	31
2-10.04.03	26	19	5	2	78-79	22	25	29
2-10.07.03	33	29	28	18	60-70	19	22	25
2-10.09.03	28	22	15	7	80-85	21	24	27

Менее эффективно расположение элементов вертикально, а более – горизонтально. Однако, при горизонтальном расположении сетчатой насадки возрастает гидравлическое сопротивление и затраты мощности и затраты мощности электродвигателя вентилятора. Установлено [53], что наиболее рациональным является комбинированный вариант расположения элементов, причем для выравнивания профиля скорости воздуха у стенки градирни создается большее гидравлическое сопротивление, чем в центре (рис.5.14). Это обеспечивает повышение теплового КПД от 15 до 22 % (в зависимости от расходов воздуха и воды). Затраты мощности электродвигателя вентилятора могут быть снижены на 20-25кВт·час (на 10-12%)

### Литература к главе 5

1. Беличенко Ю.П. Замкнутые системы водообеспечения химических производств. М.: Химия, 1990.
2. Галустов В.С., Беличенко Ю.П. Современные методы, системы и оборудование охлаждения оборотной воды М.: ЦИНТИНефтемаш, 1988.
3. Кучернко Д.И., Гладков В.А. Обратное водоснабжение. М.: Стройиздат, 1980.
4. Ведомственные указания по проектированию производственного водоснабжения, канализации и очистке сточных вод предприятий

- нефтехимической и нефтеперерабатывающей промышленности // ВНИПИнефть. 1986.
5. Арефьев Ю.И., Андрушин В.Г., Спиридонова Н.В. Натурные исследования вентиляторной градирни с пластмассовым оросителем в системе оборотного водоснабжения // Усовершенствование методов водоподготовки для систем производственного и хозяйственного водоснабжения. М.: Тр ВНИИ ВОДГЕО. 1984.
  6. Арефьев Ю.И., Спиридонова Н.В. Лабораторные и натурные исследования оросителей из поливинилхлорида // Материалы совещаний и конференций по гидротехнике. Гидроаэродинамические исследования и проектирование охладителей тепловых и атомных электростанций. Л.: Энергоатомиздат. 1985.
  7. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Градирни промышленных и энергетических предприятий: Справочное пособие / Под. общ. ред. В.С. Пономаренко. М.: Энергоатомиздат, 1998.
  8. Пономаренко В.С. О реконструкции вентиляторных градирен // Химическая промышленность. 1996. № 7. С. 45.
  9. Gosi P., Tomcsanyi G. Rekonstruktion von Kühlturmen // Energieien wendung. 1993. V.42, № 1. С.17-20. 4.
  10. Федяев В.Л. Модернизация теплотехнического оборудования на основе методов математического моделирования: Дис... д-ра техн. наук. Казань: КГТУ, 2001.
  11. Зеленцов В.В., Гермашев А.И., Колесник В.В., Орлик В.Н. Есть ли перспектива у эжекционных градирен? // Водоснабжение и санитарная техника. 2001. №5. С. 12-15.
  12. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Условия применения эжекционных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 2001. №5 С. 15-16.
  13. Габутдинов М. С., Черевин В. Ф., Данилов В. А., Вишнякова И. В. Анализ эффективности работы водоохладительных устройств (вентиляторных градирен) // Массообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. темат. сб. науч. трудов. Казань: КГТУ. 1997. С.55-59.
  14. Гладков В.А., Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Вентиляторные градирни. М.: Стройиздат, 1976.
  15. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1960.
  16. Комелик В.В., Орлик В.Н., Зеленцов В.В. Анализ работы градирен с распылительными форсунками // Химическая промышленность. 2001. №10.

17. Петручик А.И., Солодухин А.Д., Фисенко С.П. Математическое моделирование охлаждения капельных и пленочных течений воды в башенных испарительных градирнях // ИФЖ. 2001. Т.74. №1. С.45-49.
18. Prinzipien der Kühlturmtechnik // Chem.-Ing.-Tehn. 1994. V.66 №11. S.1436.
19. Grundlagen der industriellen Wasserbehandlung. Firmenschrift der Drew Chemical Corp.. Bi'onton. New Jersey (USA).
20. Held, H.D.: Kühlwasser, 2.Aun. Essen: Vulkan-Verlag. 1977.
21. Кикиш О.В. Эффективность брызгальных установок как охладителей циркуляционной воды // Энергетик. 1991. №9. С.22-23.
22. Федяев В.Л. Мазо А.Б. Снегирев Б.А., Хабибуллина В.И. О моделировании процессов теплообмена в градирнях с брызгальной системой охлаждения воды // Проблемы теплообмена и гидродинамики в энергомашиностроении: Труды школы–семинара. Казань. 1999. С.10-12.
23. Fedyaev V.L., Mazo A.B., Snigerev B.A., Khabihullina V.I. The use of modeling methods for solving problems in efficiency improvement of graduation towers // IV Int. conf. «Lavrentyev readings on math., mech. And phys. Abstr., Kazan. 1995. P. 109.
24. Шувалов В.В., Галустов В.С. Высокоэффективное устройство для охлаждения циркуляционной воды. Экспр. информация. Сер. Строительство тепловых электростанций. 1975. №2. С.13-14.
25. Галустов В.С. Прямоточные распылительные аппараты в теплоэнергетике. М.: Энергоатомиздат, 1989.
26. Кокорин О.Я., Рыбальченко Г.В. Аппарат ВИО-10 для испарительного охлаждения воды // Холодильная техника. 1988. № 9.
27. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С., Стоник Я.З. Малогабаритная вентиляторная градирня Паюс - ВОДГЕО // Водоснабжение и санитарная техника. 1994. №8.
28. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И., Казилин Е.Н. Опыт модернизации вентиляторной градирни // Водоснабжение и санитарная техника. 1996. №3.
29. Муштаков А.Г. Малогабаритная градирня // Холодильная техника. 1998. №6.
30. Пономаренко В.С. Повышение эффективности систем оборотного водоснабжения на базе градирен типа «Росинка» // Мясная индустрия. 1996. № 7.
31. Колев А., Коларж В. Рабочие характеристики насадок из просечно-вытяжной жести для массообменных колонн // Химическая промышленность. 1978. № 10. С.51-55.

32. Федяев В.Л., Симонов В.Ф., Хисматуллин Н.И., Мустафин Х.В., Шишкин А.А., Неверов А.В. Блок водоуловителя градирни // Свид. РФ на полезную модель №9059 зар. 16.09.1999. Москва, 1999.
33. Арефьев К.И., Пономаренко В.С. Вопросы модернизации градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1995. №8. С.11.
34. Ланг К. Выводы из шестидесятичасового испытания башенного охладителя (реферат) // Энергетическое обозрение. 1933. № 2. С. 22.
35. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. Водораспределительные устройства градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1996. № 2. С. 14.
36. Арефьев Ю.И., Пономаренко В.С. К вопросу эффективности брызгальных градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1992 №2. С. 7.
37. Пономаренко В.С., Арефьев Ю.И. Оросители и водоуловители градирен. // Водоснабжение и санитарная техника. 1994 №2. С. 7.
38. Калинин Е.В. Энергетические балансы и планирование энергоресурсов на промышленных предприятиях. М.: МДНТП, 1980.
39. Пономаренко В.С. Оценка надежности градирен // Водоснабжение и санитарная техника. 1997. № 6.
40. Прохоров Е.И., Барменкова И.П. Новые малогабаритные градирни // Водоснабжение и санитарная техника. 1999. №2. С. 20-22.
41. Результаты тепловых и аэродинамических испытаний оросителей из гофротруб для градирен. Спецкаучукремстрой, х/д № 17777, 1989 г.
42. Отчет о НИР «Комплексные гидротермические испытания башенных градирен Казанской ТЭЦ-2, реконструируемой по брызгальному типу» ВНИИГ ВОДГЕО, 1994 г.
43. Рамм В.М. Абсорбция газов. - 2-е изд. М.: Химия, 1976.
44. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Теоретические основы и моделирование процессов разделения веществ. Казань: Изд-во Казанского ун-та. 1993.
45. Масштабный переход в химической технологии: разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования / Розен А.М., Мартюшин Е.И., Олевский В.М. и др.; Под ред. А.М. Розена. М.: Химия, 1980.
46. Лаптев А.Г., Данилов В.А., Вишнякова И.В. Математическое моделирование профиля температуры в вентиляторной градирне // Массообменные процессы и аппараты химической технологии: Межвуз. сб. науч. трудов. Казань. 1997.
47. Алексеев В.П., Пономарева Э.Д., Дорошенко А.В. Номограмма для расчета противоточных градирен // Холодильная техника. 1970. № 12.

48. Вишнякова И.В. Моделирование процесса охлаждения оборотной воды и реконструкция промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань: КГТУ, 2000.
49. Мамейков З.К., Малофеев Н.А., Малюсов В.А. Исследование массообмена в процессе испарения капель в воздух в режиме противотока фаз // ТОХТ. 1984. № 3. С.297-303.
50. Мамейков З.К., Малофеев Н.А., Малюсов В.А. Массообмен при испарении капель в воздух при испарении капель в воздух в колонне распылительного типа // ТОХТ. 1984. Т.18. № 5. С. 669-673.
51. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование массотеплопереноса в промышленных аппаратах на основе исследования лабораторного макета // ТОХТ. 1993. Т.27. №1. С. 4
52. Дьяконов С.Г., Елизаров В.И., Лаптев А.Г. Моделирование процессов разделения на контактных устройствах промышленных колонн. // ЖПХ. 1993. Т. 66. № 1. С. 92-103.
53. Ведьгаева И.А. Математическое моделирование, исследование и повышение эффективности работы промышленных градирен: Дис... канд. техн. наук. Казань: КГЭУ, 2003.



## ГЛАВА 6

### СУХОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Традиционные методы охлаждения на электростанциях – это чрезвычайно водоемкие процессы: такое охлаждение требует использования больших естественных водоемов (океан, море, большая река), а сброс тепла в них вызывает тепловое загрязнение окружающей среды. Испарительные (мокрые) градирни требуют также значительных объемов подпиточной воды: электростанция мощности 100 МВт нуждается в количестве воды, эквивалентном потребителю города с населением 50 000 жителей. Кроме того, испарительные градирни выбрасывают клубы насыщенных паров и загрязнения, сконцентрированные в охлаждающей воде, а это также наносит ущерб окружающей среде.

Существующие сухие и надежные мокросухие методы охлаждения предлагают все более осуществимые альтернативные решения. Эмитируя только тепло и чистый воздух, они не оказывают отрицательного воздействия на окружающую среду и в то же самое время освобождает электростанцию от зависимости от водных ресурсов.

В регионах, недостаточно обеспеченных водой, на выбор между испарительной и сухой системами охлаждения, кроме вопросов загрязнения окружающей среды, существенным образом воздействуют экономические соображения. Наиболее важным фактором, влияющим на принятые решения, является стоимость подпиточной воды градирни. В этих регионах электростанциях соперничают за ограниченные ресурсы воды с расширяющимися промышленными предприятиями и сельским хозяйством. Выбор в пользу электростанций с водосберегающей системой охлаждения обеспечивает возможность нормального развития целого региона при одновременном сохранении воды для будущего экономического роста.

Существует два типа одинаково оправданных сухих систем охлаждения – прямая и непрямая. Некоторые современные разработки, особенно с непрямой системой сухого охлаждения, существенно улучшили экономическую эффективность сухого охлаждения по сравнению с испарительной системой охлаждения. На долю непрямой системы охлаждения (известной как система ГЕЛЛЕР, названной так в честь профессора Геллера, основателя компании ЭГИ) приходится почти половина суммарной мощности сухого охлаждения в мире. В настоящее время уже имеются электростанции, где отвод тепла обеспечивается полностью

сухими/орошаемыми охладителями HEAD, целью которых является увеличение мощности охлаждения в летний период за счет использования небольшого дополнительного количества воды [1].

### **6.1. Системы непрямого сухого охлаждения**

Несмотря на то, что имеется несколько типов систем охлаждения электростанций, спрос на экологически выгодные, экономящие воду системы сухого охлаждения постоянно возрастает. Прямоточные системы охлаждения нуждаются в крупных водоемах, таких как реки, озера и водохранилища, а отводимое тепло создает экологические проблемы.

Для систем охлаждения испарительного типа необходимо значительное количество добавочной воды. Дренажные стоки с высокой концентрацией солей также способствуют загрязнению природных водоемов. Кроме того, туман, образуемый испарительными градирнями, оказывает отрицательное воздействие на окружающую среду.

Сухое охлаждение обеспечивает отличное решение проблем недостатка воды и экологического ущерба. Такая система выбрасывает только теплый и чистый воздух, который не вызывает необратимых процессов в окружающей среде и дает возможность сооружать электростанцию в отдаленных от источников воды местах. Независимость от источников воды может не только уменьшить затраты на систему охлаждения, но и облегчит получение согласия населения на строительство электростанции [1].

#### **6.1.1. Система ГЕЛЛЕРА**

В системе ГЕЛЛЕРА (рис. 6.1.) тепло отработанного пара турбин поступает в замкнутую систему циркуляции конденсатора, которая обеспечивает дальнейший отвод и сброс тепла в окружающий воздух через систему мелкоребристых теплообменников [1].

Главными компонентами этой системы являются: смешивающий конденсатор, гидравлические машины, охладительные дельты, подогревающие элементы (пиковые охладители), а также оборудование для создания потока воздуха.

*Смешивающий конденсатор.* Для системы ГЕЛЛЕРА может быть выбран либо традиционный конденсатор поверхностного типа, либо

смешивающий конденсатор. Поскольку система циркуляции полностью замкнута, в ней можно использовать питательную воду котла. Поэтому, лучшим практическим решением является смешивающий конденсатор, в котором пар конденсируется на поверхности тонкой водяной пленки и конденсат смешивается с водой, циркулирующей в системе охлаждения. Благодаря непосредственному контакту в конденсаторе обеспечивается меньший температурный напор, температура воды может достигать температуры насыщения сбросного пара турбины, т.е. вакуум, достигаемый в смешивающем конденсаторе, будет глубже, чем в поверхностном конденсаторе при тех же условиях. Кроме того, смешивающий конденсатор проще, дешевле и практически не требует никакого ухода.

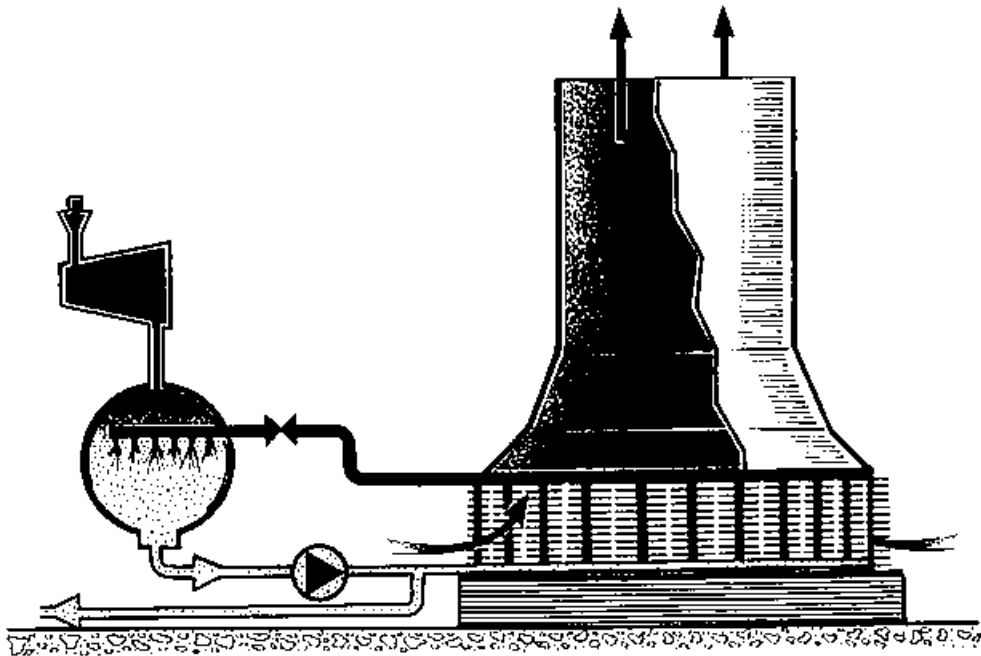


Рис. 6.1. Принципиальная схема системы ГЕЛЛЕРА [1]

*Гидравлические машины.* В конденсаторе поверхностного типа циркуляция воды в замкнутом контуре охлаждения обеспечивается с помощью простых насосов. Обычно отдельная группа конденсаторных насосов используется для отвода конденсата из конденсатора и подачи его в систему питания котла. В системе охлаждения со смешивающим конденсатором насосами подается смесь конденсата и воды из конденсатора. Давление при этом поднимается до уровня, который обеспечивает в любой части системы давление не ниже атмосферного. На обратном циркуляционном водоводе установлена гидротурбина, использующая

избыточный перепад давления, что позволяет сократить потребление электроэнергии на привод насоса.

*Теплоотводящая поверхность (охладительные дельты).* Главные теплоотводящие поверхности, так называемые охлаждающие дельты могут быть расположены либо горизонтально, либо вертикально. Для градирни с естественной тягой вертикальное исполнение более благоприятно, так как оно облегчает очистку и делает поверхности доступными, снижая тем самым эксплуатационные и ремонтные расходы.

В теплообменниках непрямой системы охлаждения используются различные типы оребренных поверхностей. Одним видом такой поверхности являются плоские алюминиевые листовые ребра на алюминиевых трубках (дельты типа ФОРГО).

Мелкорребристая теплообменная поверхность типа ФОРГО (рис. 6.2) в большинстве случаев имеет значительные преимущества по сравнению с другими поверхностями: обладает прекрасными теплопередающими и коррозионностойкими характеристиками; такая поверхность легко очищается. Каждый элемент ФОРГО подлежит обработке оксидом алюминия, в ходе которой на поверхности образуется толстый, химически и механически устойчивый оксидный слой. Листовое оребрение теплообменника с воздушной стороны легко очищает промывкой.

В градирне охлаждающие дельты обычно разбиты на секторы. Каждый сектор может самостоятельно подключается к системе циркуляции или отключаться от нее. Такая компоновка облегчает заполнение и опорожнение системы. Даже ремонт градирни может быть проведен без прекращения циркуляции воды в системе или полного ее опорожнения.

*Подогревающие охладители (пиковые охладители).* В некоторых случаях эти подогреватели (охладители) могут быть подключены параллельно к системе охлаждающих дельт. Обычно подогревающие элементы составляют малую долю всей теплообменной поверхности. Как правило, группа пиковых охладителей работает в схеме охлаждающих дельт. В жаркие периоды подогреватели используют для повышения мощности системы путем орошения их водой и включения вентиляторов. При пуске охлаждающей системы в условиях низких температур наружного воздуха группа пиковых охладителей используется для подогрева охлаждающих дельт перед заполнением. В процессе пуска вращение вентиляторов осуществляется в реверсном режиме, и жалюзи охлаждающих дельт закрыты.

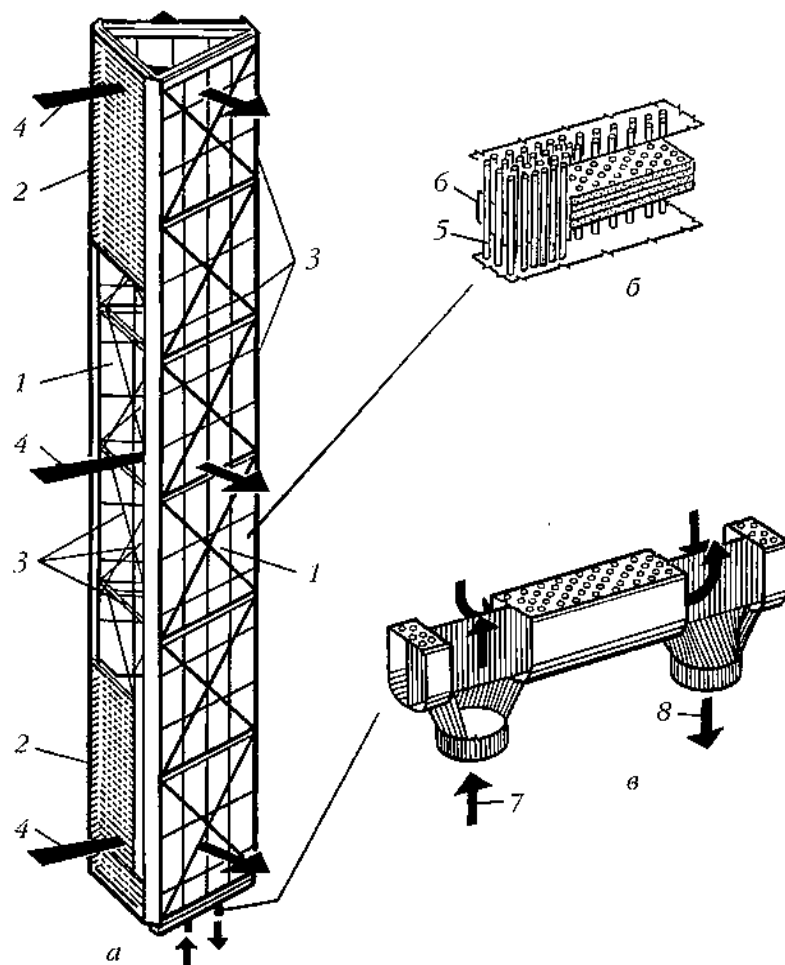


Рис. 6.2. Элемент (дельта) охладительного водо-воздушного теплообменника типа ФОРГО [1]:

*a* – охладительная дельта; *б* – деталь теплообменника; *в* – нижняя водяная камера; *1* – охладительная колонна; *2* – жалюзи; *3* – стальные конструкции; *4* – поток воздуха; *5* – труба; *6* – ребро; *7* – горячая вода; *8* – холодная вода

*Оборудование для создания потока воздуха.* Как принудительная, так и естественная тяга может обеспечить необходимый расход воздуха, поэтому система выбирается по экономическим соображениям. С повышением мощности вариант с естественной тягой становится предпочтительным, так как можно сэкономить на приводе вентиляторов и расход на ремонт оборудования, создающего поток воздуха. В то же время при повышении мощности возрастает стоимость каркаса градирни с принудительной тягой, поскольку при горизонтальной компоновке теплообменников, чтобы обеспечить достаточное количество воздуха, эти теплообменники приходится располагать выше.

Сухая система охлаждения дает возможность использовать стальные конструкции, покрытые алюминиевой обшивкой, которая хорошо защищает от влияния окружающего воздуха, причем воздух внутри градирни всегда суше и теплее окружающего. Выбор типа оболочки градирни зависит от экономических показателей [1].

Использование системы сухого охлаждения требует выбора паровых турбин, работающих при давлении в конденсаторе выше, чем при испарительном охлаждении. Для турбин, подключаемых к системе ГЕЛЛЕРА, нужно выбирать точки максимальной мощности при худшем вакууме.

Современная система Геллера легко подключается к циклу тепловой электростанции и дает благоприятные результаты по многим аспектам, особенно с точки зрения эксплуатации, ремонта и маневренности.

В процессе эксплуатации систем водоснабжения тепловых электростанций, как и всяких других элементов тепловой схемы и сооружений ТЭС, неизбежно возникает необходимость оценки правильности выбора системы, анализа преимуществ и недостатков того или иного технического решения по ней с точки зрения экологической безопасности, учета влияния системы водоснабжения на окружающую среду. Важен подобный подход и для воздушно- конденсационных установок (ВКУ) охлаждения воды.

Из различных систем оборотного водоснабжения ТЭЦ наиболее широкое применение в России получили системы с испарительным охлаждением воды. Предпочтение таким системам отдано в силу их технико-экономических преимуществ. В последнее время, однако, произошла существенная неблагоприятная переоценка парового облака, создаваемого при определенных погодно-климатических условиях теплым воздухом, выходящим из испарительных градирен. Образование такого облака чревато целым рядом последствий, которые могут оказать отрицательное воздействие на окружающую среду и условия жизни населения [2].

### **6.1.2. Усовершенствованная система ГЕЛЛЕР**

В системе ГЕЛЛЕР (рис. 6.2.) отводимое тепло электростанций сначала передается воде, которая протекает по замкнутому циркуляционному контуру охлаждения, в поверхностном или в смешивающем струйном

конденсаторе. Затем поглощенное водой тепло передается окружающему воздуху на ребристых трубках теплообменников [3].

Обычно схеме используется конденсатор традиционного типа или смешивающий струйный конденсатор. Так как контур охлаждающей воды полностью замкнут, то в нем может циркулировать качественная питательная вода котла. По этой причине находит свое практическое применение смешивающий струйный конденсатор, в котором пар конденсируется в виде пленок воды на поверхности ребер, а вода смешивается с питательной водой. Вследствие прямого контакта температура воды может почти сравняться с температурой насыщения выходного пара, тем самым в конденсаторе с прямым контактом достигается более высокий вакуум, чем в поверхностном конденсаторе при заданных условиях в градирне, т.е. достигается меньшая конечная температурная разность.

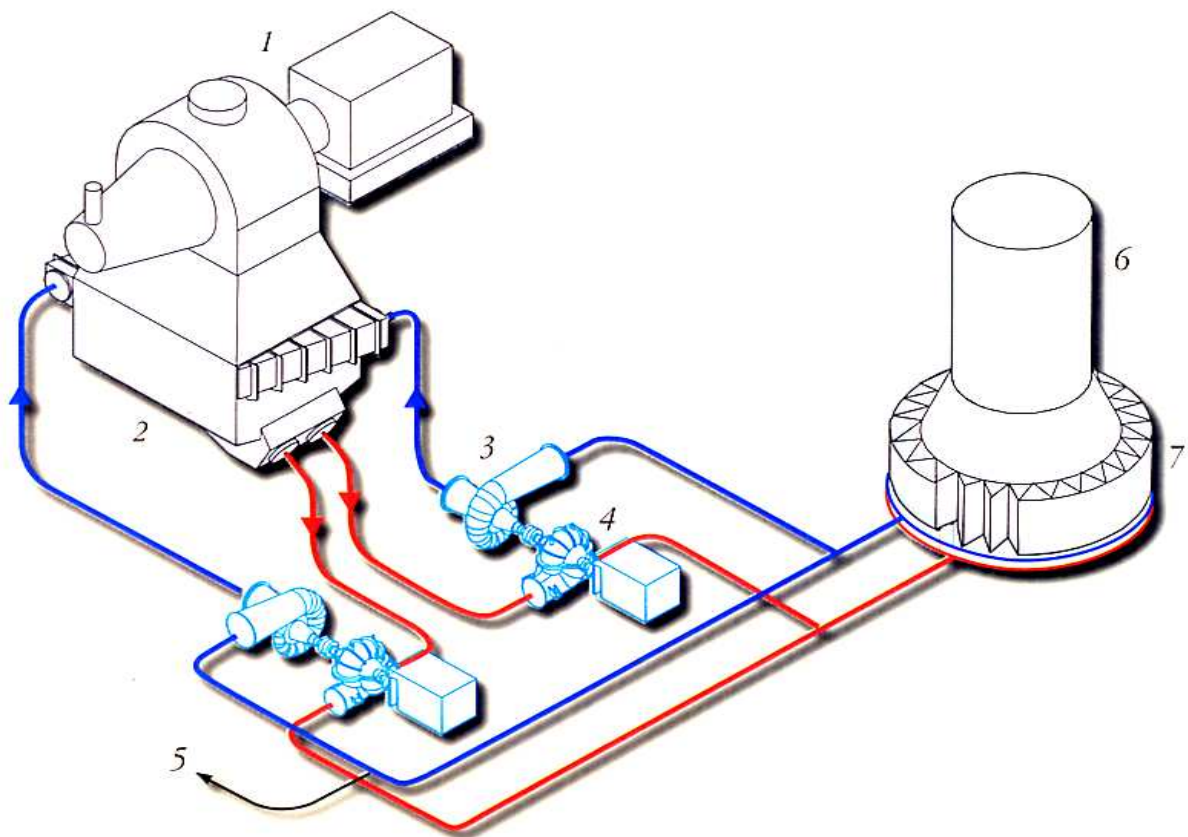


Рис. 6.3. Проточная схема системы ГЕЛЛЕР:

1- паровая турбина; 2 – смешивающий конденсатор; 3- утилизационная турбина; 4 – циркуляционный водяной насос; 5 – трубопровод питательной воды; 6 – градирня сухого охлаждения; 7 – водо-воздушные теплообменники

При наличии в замкнутом контуре охлаждения поверхностного конденсатора для циркуляции воды используются простые насосы. Для вывода конденсата из горячего водосборника в питательную водяную систему требуется отдельная группа нагнетательных насосов.

В случае применения смешивающего конденсатора циркуляционные насосы могут быть применены не только для циркуляции охлаждающей воды, но и для вывода конденсата из конденсатора турбины. Таким образом, отпадает необходимость в применении отдельной группы насосов для откачки конденсата. Циркуляционные насосы увеличивают давление воды до такого уровня, что в системе не будет ни одной точки с давлением ниже атмосферного, что исключает подсос воздуха. Часть напора обратной воды может быть утилизирована в гидравлической турбине.

Водо-воздушные теплообменники (охладительные дельты) отводят тепло из цикла. Для сохранения работоспособности охладителей в течение всего срока службы электростанции желательно, чтобы они были монометаллическими. Охладительные дельты группируются в параллельные секции, которые можно подключать отдельно независимо друг от друга. Такая конструкция обеспечивает повышенную безопасность и надежность [3].

Так как в случае непрямого сухого охлаждения система имеет между паром и воздухом промежуточную теплопередающую среду – воду, то она совершенно не чувствительна к расстоянию от выхода турбины до воздушных охладителей. В тоже время наличие значительного объема охлаждающей воды в распределительном, соединительном трубопроводах и в охладительных дельтах в целом стабилизирует работу системы охлаждения. Этот эффект проявляется в сглаживании возможных скачков температуры циркуляционной воды, которые возникают вследствие порывов ветра, и в поддержании баланса питательной воды в котле даже во время возникновения неисправности в системе водоподготовки.

При использовании не прямой системы ГЕЛЛЕР для обеспечения требуемого охлаждающего потока воздуха может применяться принудительная (рис. 6.3) или естественная тяга. Как правило, прямые воздушные охлаждающие конденсаторы (ВОК) применяются в режиме с принудительной тягой. При использовании их в режиме с естественной тягой возникают вопросы надежности и растут затраты [3].





Рис. 6.3. Система ГЕЛЛЕР с принудительной тягой с устройством водяного орошения [3] .

С увеличением мощности турбин естественная тяга становится все более и более привлекательной, так как возрастает стоимость градирни с принудительной тягой из-за необходимости подъема теплообменников на большую высоту для обеспечения подвода к ним достаточного количества воздуха. Применение становится оправданным для блоков мощностью выше 50МВт, а для небольших блоков – только при наличии специальных требований, например, строгого ограничения шума.

### **6.1.3. Водно - сберегающая система сухого/орошаемого охлаждения – Система HEAD**

Система HEAD (Heller-EGI Advanced Dry/Deluged Cooling System – усовершенствованная система сухого/орошаемого охлаждения типа ГЕЛЛЕР-ЭГИ) сохранила основные достоинства сухих систем, т.е. значительное сокращение потребления воды, минимальные требования к месту размещения станции, упрощенное получение разрешений на строительство и гибкость в размещении электростанции [3].

Она основывается на замкнутом цикле непрямого охлаждения, в котором все водо-воздушные холодильники или часть их способны при необходимости работать как теплообменники с тремя средами с применением орошения на модулях ФОРГО. Такая система охлаждения почти весь год действует как система сухого охлаждения, за исключением

периодов с самой высокой летней температурой при совпадении с пиковым потреблением электроэнергии. В этот период часть охлаждающей поверхности увлажняется, что приводит к понижению противодавления турбины и соответственно увеличению мощности электростанции, а это в свою очередь равнозначно снижению инвестиционных затрат при той же самой мощности.

Система HEAD во многих случаях обеспечивает возможность модернизации электростанции с заменой действующей испарительной системы на водосберегающую систему охлаждения без значительной модификации паровых турбин и ухудшения основных технических и экономических параметров работы электростанции.

Эта сухая/испарительная система легко применима в заводских системах вспомогательного или обслуживающего водоснабжения, в которых поддержание требуемой температуры холодной воды трудновыполнимо для всех режимов сухого охлаждения. Систем HEAD весьма эффективна также и в том случае, когда нет ограничений водных ресурсов, но первоочередными становятся проблемы охраны окружающей среды и повышению экономичности.

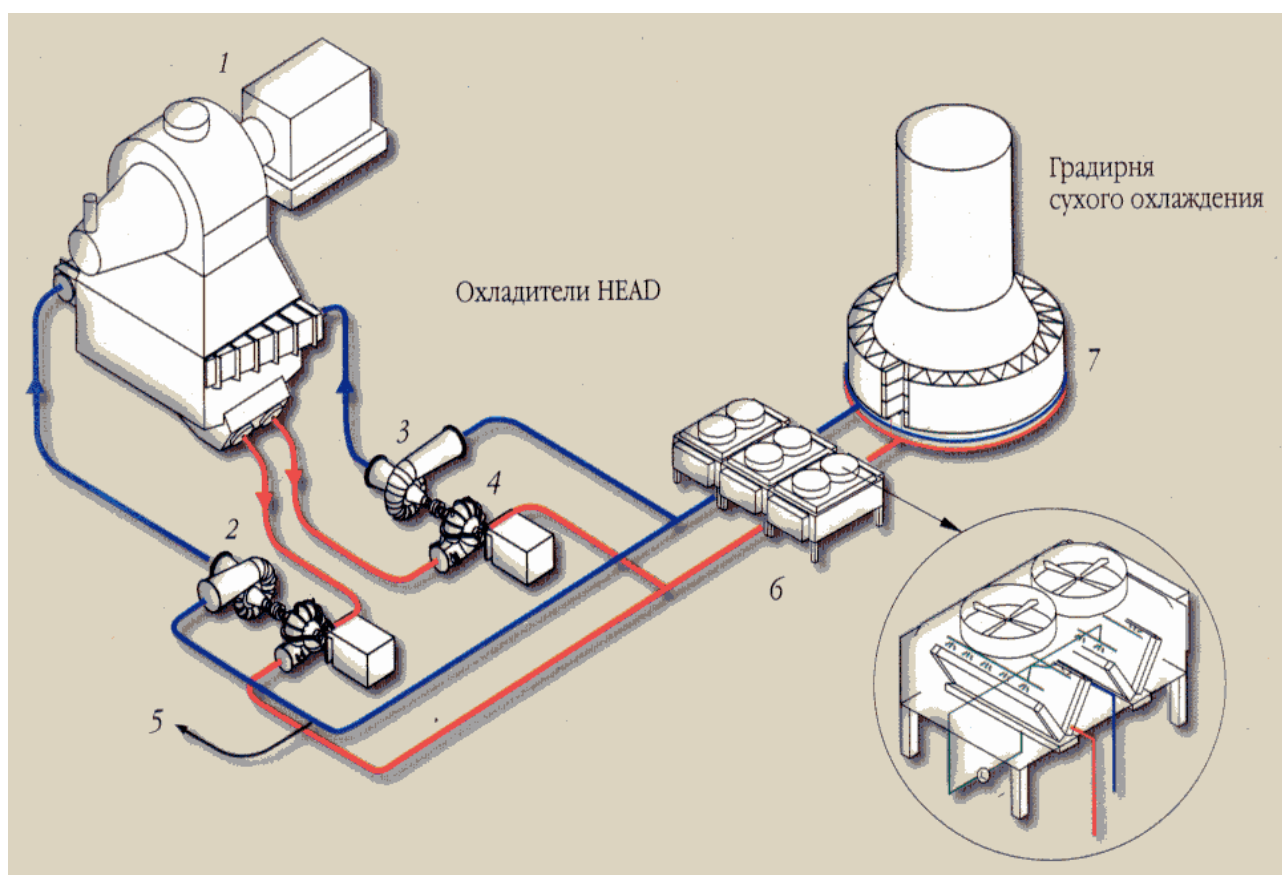


Рис. 6.5. Проточная схема сухой/охлаждаемой системы охлаждения [3]

Система охлаждения HEAD позволяет максимально использовать преимущества сухого охлаждения (сберегающей воды) и значительно снизить потери при мощности в пиковые летние часы.

Можно сделать вывод, что более жесткое экологическое регулирование приведет к непропорциональному большому повышению цены воды, тем самым оправдывая более широкое применение сухого охлаждения на электростанциях [3].

## **6.2. Непрямая система сухого охлаждения для современных электрических станций**

Все паровые турбины с традиционным паровым или комбинированным циклом действия оборудованы определенными типами систем охлаждения для утилизации скрытого (конденсационного) тепла, уносимого выходящим из турбины паром [4].

Так как в конечном счете выбросы тепла принимает окружающая среда, то есть атмосфера или природные водные бассейны, система охлаждения, которая передает скрытое тепло выходящего пара турбины приемнику тепла, через испарительную систему до сухого охлаждения, при этом возможны их различные комбинации.

Традиционные водяные системы, а тем более испарительные системы охлаждения как самые емкие потребители воды, связанные с действием электростанции, несомненно нуждаются в значительных количествах воды в окрестностях электростанции.

В последнее время увеличение бытового, сельскохозяйственного и промышленного потребления воды вынуждает проектировщиков минимизировать потребление воды, так как этого ценного природного ресурса скоро не будет хватать, если его потребление продолжится в таком неограниченном количестве. Необходимость признания глобальной проблемы недостатка воды становится еще более очевидной, если посмотреть на нее в свете потребления воды, типичного для производства электроэнергии. Это означает, что потребление воды блоком мощностью 200 МВт эквивалентно непрерывному потреблению воды средним городом с населением 100 000 человек [4].

Увеличение спроса на воду - сберегающие системы охлаждения отмечается рядом специалистов по проектированию градирен, и к

настоящему времени в основном закончены разработки и находят широкое применение два различных типа систем *сухого охлаждения*:

- непрямая система сухого охлаждения, известная как система ГЕЛЛЕР;
- прямая система – воздушно-охладительный конденсатор [4].

С момента ее рождения в 40-х годах и до настоящего времени система ГЕЛЛЕР прошла большой путь, и теперь она находит применение в любом климате от полюсов до тропиков, а ассортимент технических решений обеспечивает построение экономичной, надежной и комплексной системы сухого охлаждения.

Система ГЕЛЛЕР способна работать с градирнями с естественной тягой (рис. 6.6) и принудительной тягой (рис. 6.7.), при этом предпочтение отдается варианту градирни с естественной тягой.

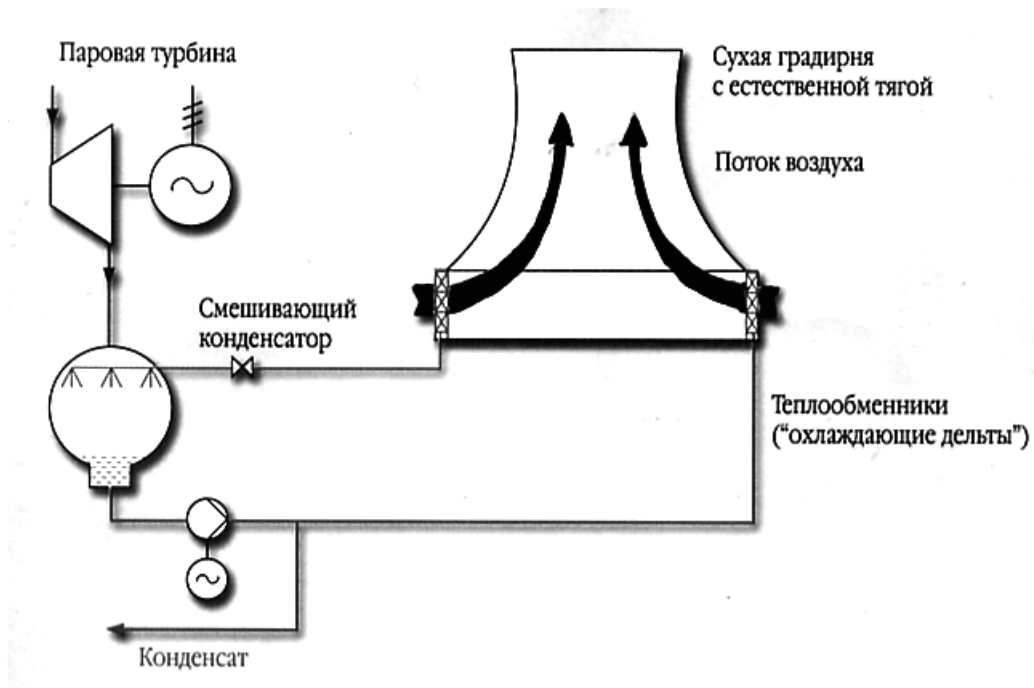


Рис. 6.6. Система ГЕЛЛЕР с естественной тягой

Эта система имеет уникальные преимущества по сравнению с системой сухого охлаждения с принудительной тягой, которые состоят в следующем:

- применение градирни с естественной тягой для сухого охлаждения (вариант с естественной тягой апробирован исключительно с системой ГЕЛЛЕР) радикально сокращает паразитные потери энергии (отсутствует необходимость применения вентиляторов), тем самым повышается эффективность генерирования энергии на 1,5-2 % по сравнению с градирнями с принудительной тягой;

- единственными вращающимися компонентами системы являются насосы циркуляции охлаждающей воды, потребность в регулярном техническом обслуживании которых исключительно мала по сравнению с градирнями с принудительной тягой;
- звуковая эмиссия практически равна нулю по сравнению с градирней с принудительной тягой;
- рециркуляция теплого воздуха от устья градирни к ее входу, которая наблюдается в ветреную погоду у градирни с принудительной тягой, исключена в системе ГЕЛЛЕР с естественной тягой [4].

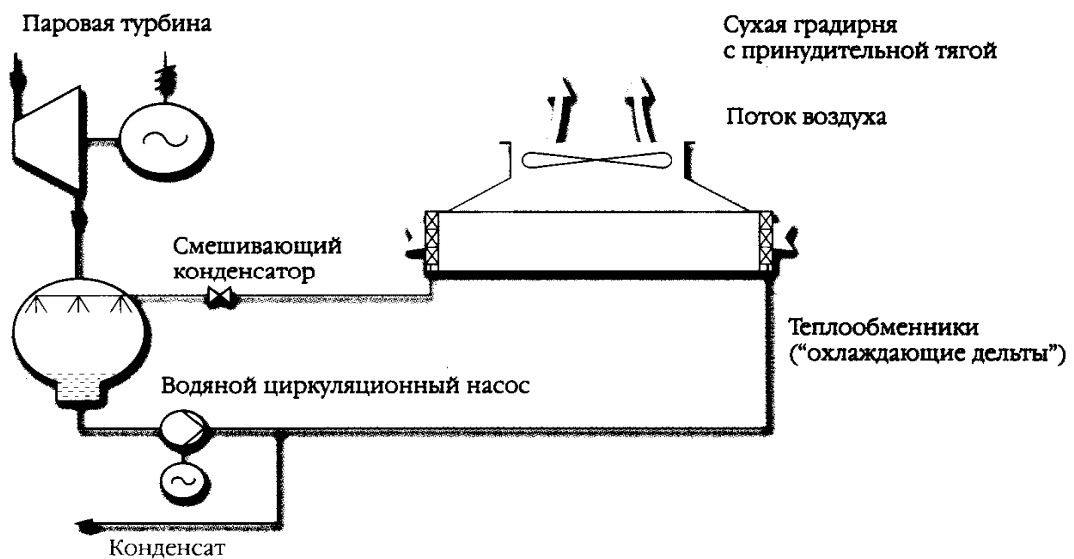


Рис. 6.7. Система ГЕЛЛЕР с принудительной тягой

Охлаждение осуществляется в так называемых охлаждающих дельтах, выполненных в виде треугольников, разделенных на параллельные сектора, через которые за счет естественной тяги градирни поднимается поток охлаждающего воздуха.

Возрастающее потребление электроэнергии и связанная с этим эксплуатация природных ресурсов вынуждают инженеров во всем мире совершенствовать технологии производства электроэнергии. Это, в свою очередь, ускорило развитие систем охлаждения электростанций, нацеленных на сбережение драгоценных ресурсов, таких как первичная энергия и вода.

Такой богатый источник охлаждающей среды, как океан, доступен лишь для электростанций, построенных вблизи него. В прошлом электростанции на площадках в сухих регионах обычно размещались в окрестностях рек, но в наше время отдача этих источников уже заметно снизилась, и вода стала цениться гораздо выше, чем несколько десятилетий назад [4].

### Литература к главе 6

1. Сабо З. Прогрессивная система непрямого сухого охлаждения // Энергетик. Специальный выпуск. 2000. С.8-12.
2. Горбачев А.И., Кондратьева Т.Р., Казинци И. Экологические предпосылки применения воздушно-конденсационных установок // Энергетик. Специальный выпуск. 2000. С.22-24.
3. Сабо З. Повышение эффективности сбережения воды в системах охлаждения электростанций // Энергетик. Специальный выпуск. 2002 г. С.3-11.
4. Балог А., Такач З. Непрямая система сухого охлаждения для современных электрических станций // Энергетик. Специальный выпуск. 2002. С.13-21.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
<b>ГЛАВА 1. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ОХЛАДИТЕЛЕЙ .....</b>	<b>5</b>
1.1 Основные задачи и проблемы охлаждения оборотной воды.....	5
1.2. Основные типы охладителей.....	7
1.3. Конструктивные особенности градирен.....	12
1.4. Методы интенсификации теплообменных процессов.....	24
Литература к главе 1.....	28
<b>ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН.....</b>	<b>32</b>
2.1. Методы расчета градирен.....	32
2.2. Моделирование тепломассообменных процессов в градирнях..	39
Литература к главе 2.....	43
<b>ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ .....</b>	<b>52</b>
3.1. Постановка задачи.....	52
3.2. Модель многоскоростного континуума.....	54
3.3. Двумерная модель процессов переноса в слое насадки.....	56
3.4. Источники массы и тепла и характеристики турбулентного обмена.....	59
3.5. Метод решения системы уравнений.....	64
3.6. Расход воздуха по зонам градирни.....	69
3.7. Расчет гидромеханических параметров градирни.....	72
3.8. Расчет высоты блоков насадки с различными типами контактных элементов.....	76
3.9. Модели структуры потоков .....	80
Литература к главе 3.....	87
<b>ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ХАРАКТЕРНОЙ ОБЛАСТИ.....</b>	<b>92</b>
4.1. Исследования охлаждения воды в градирнях.....	92
4.2. Лабораторный макет характерной области градирни.....	95
4.2.1. Параметры промышленной градирни и характерной области.....	99
4.3. Методика обработки результатов эксперимента.....	100
4.3.1. Параметры влажного воздуха .....	100
4.3.2. Материальный и тепловой баланс макета градирни.....	101
4.3.3. Коэффициенты тепломассоотдачи	

и тепловой КПД.....	103
4.4. Результаты экспериментальных исследований.....	106
Литература к главе 4.....	119
<b>ГЛАВА 5 РАБОТА И МОДЕРНИЗАЦИЯ</b>	
<b>ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН.....</b>	<b>121</b>
5.1. Способы модернизации градирен.....	121
5.2. Характеристика и описание работы градирен на Казанской ТЭЦ – 2.....	128
5.3. Характеристика и работа градирен на ОАО «Казаньоргсинтез».....	132
5.3.1. Описание и работа промышленных градирен.....	134
5.3.2. Особенности эксплуатации градирен.....	136
5.3.3. Борьба с биологическими обрастаниями в системах оборотного водоснабжения.....	137
5.4. Эффективность промышленных градирен.....	138
5.4.1. Тепловой КПД градирни.....	138
5.5. Диагностика работы градирен.....	148
5.6. Варианты модернизации градирен.....	149
5.6.1. Модернизация на ТЭЦ.....	149
5.6.2. Снижение гидродинамических неравномерностей.....	151
Литература к главе 5.....	155
<b>ГЛАВА 6 СУХОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ .....</b>	<b>160</b>
6.1. Системы непрямого сухого охлаждения.....	161
6.1.1. Система Геллера.....	161
6.1.2. Усовершенствованная система ГЕЛЛЕР.....	165
6.1.3. Водно - сберегающая система сухого/ орошаемого охлаждения – Система HEAD.....	168
6.2. Непрямая система сухого охлаждения для современных электрических станций.....	170
Литература к главе 6	173



*Лаптев Анатолий Григорьевич*  
*Ведьгаева Ирина Александровна*

## **УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГРАДИРЕН**

Печатается в авторской редакции

Сдано в набор 3.09.2004. Подписано в печать 10.09.2004.

Формат 60x84  $\frac{1}{16}$ . Бумага офсет 65 г.

Гарнитура Times. Тираж 500 экз.

Отпечатано в множительном центре  
Института истории АН РТ  
420008 Казнь, ул. Кремлевская, 10/15,  
Тел. 92-91-04, 92-84-82