



## ОПТИМИЗАЦИЯ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

### 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (ВИТ)

#### 1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПО ТЕМПЕРАТУРЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

##### НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВИТ

Отличительная черта процессов тепломассообмена при температуре меньше  $20...30\text{ }^{\circ}\text{C}$  – незначительные коэффициенты массоотдачи с поверхности капель. Эта особенность связана с небольшим диффузионным градиентом между поверхностью капли и окружающим ее влажным воздухом. Процессы массообмена в итоге малоинтенсивные и протекают в близких к стационарным условиям. Интенсивность зависит от двух обстоятельств:

1) **разности парциальных давлений** на поверхности жидкости и в несущей воздушной среде: чем она больше, тем процессы тепломассообмена интенсивнее и, наоборот, чем разность меньше, тем интенсивность ниже. В предельном случае ( $\varphi = 100\%$ ) тепломассообмен от капель в воздух прекращается.

2) **диаметра капель**, с уменьшением которого наблюдается нелинейное резкое увеличение суммарной поверхности капель (межфазной поверхности). Это приводит к росту испаряемой массы капель при прочих одинаковых условиях.

##### УМЕРЕННОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВИТ

Отличительная черта процессов тепломассообмена при температуре меньше  $30...100\text{ }^{\circ}\text{C}$  – высокие коэффициенты массоотдачи с поверхности капель. Это особенность связана с тем, что относительная влажность несущего потока воздуха  $\varphi \ll 100\%$ , т.е. близка к нулю. В результате формируется максимальный диффузионный градиент между поверхностью капли и окружающим ее практически сухим воздухом. Процессы массообмена в итоге высокоинтенсивные и протекают в большинстве случаев при нестационарных условиях. Основное влияние на интенсивность процессов тепломассообмена оказывает размер капель:

1) **крупные капли ( $d > 50\text{ мкм}$ )** резко снижают эффективность процессов испарения. Причина этого состоит в том, что удельная поверхность капель незначительна и большая часть массы жидкости находится внутри капель (не имеет возможности испаряться). В результате даже при высоком диффузионном напоре количество испаряющейся жидкости незначительно и наблюдаются нестационарные процессы разогрева жидкости внутри капель в сухом несущем воздушном потоке;

2) **мелкие капли ( $d < 50\text{ мкм}$ )** резко повышают эффективность процессов испарения. Причина: уменьшение диаметра капель приводит к нели-



нейному увеличению удельной (на килограмм массы) суммарной поверхности капель. Большая часть жидкости располагается у поверхности капель, что при высоком диффузионном напоре повышает скорость испарения.

### **ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВИТ**

В результате увеличения температуры несущей среды выше  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  (температура кипения воды) процессы тепломассообмена существенно усложняются и становятся исключительно нестационарными. Эта особенность связана с тем, что, во-первых, относительная влажность несущего потока воздуха  $\varphi \ll 100\%$ , т.е. практически нулевая, а, во-вторых, высокие градиенты температур создают условия для подвода к каплям больших значений удельной тепловой мощности. Процессы массообмена в итоге высокоинтенсивные и протекают при нестационарных условиях. Более того, явление нестационарности усиливается следующими обстоятельствами:

1) **начальная разность температур** между несущей средой и каплями (особенно при больших диаметрах капель) сопровождается появлением дополнительных процессов нестационарного разогрева жидкости внутри капель и дополнительного поглощения тепла каплями;

2) **высокие температуры поверхности** ( $t > 150\text{...}300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) приводят к возникновению дополнительных физических явлений и процессов, связанных с прилипанием, отталкиванием и разрушением капель (особенно выше температуры Лейденфроста) как в несущей среде, так и при попадании капель на теплообменную поверхность. Это усиливает явления нестационарности при испарении жидких капель и приводит к дополнительному поглощению теплового потока жидкостью.

## **1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПО СПОСОБУ ОБРАЗОВАНИЯ КАПЕЛЬ**

### **КРУПНОДИСПЕРСНЫЕ КАПЛИ**

Крупные капли ( $d > 100\text{ мкм}$ ) обычно образуются в результате низкоэнергетического воздействия на жидкость. Простейший вариант – механическое дробление жидкости на вращающихся рабочих колесах. Другим распространенным способом служит воздействие на жидкость встречной струи воздуха (градирни), или воздействие струи воздуха на поверхность жидкости (эффект газодинамического распыления). Более сложный вариант получается при специальной подаче воздуха через слой жидкости с образованием пенного слоя (барботаж жидкости). К данной группе также можно отнести и простейшие варианты низконапорных ( $P < 0,3\text{ МПа}$ ) эжекторов и форсунок.

Общий недостаток крупнодисперсных капель состоит в их незначительной удельной поверхности, когда большая часть массы жидкости находится внутри капель (не имеет возможности контактировать с несущей воздушной средой). В итоге масса испаряемой жидкости незначительна, а сам процесс испарения протекает нестационарно.



## МЕЛКОДИСПЕРСНЫЕ КАПЛИ

Мелкодисперсные капли ( $d = 30 \dots 100$  мкм) обычно получают в результате высокоэнергетического воздействия на жидкость. Самым распространенным вариантом при этом являются высоконапорные форсунки ( $P > 0,6$  МПа). Обычно это специализированные устройства, предназначенные именно для распыления жидкости за счет использования высокого давления жидкости в механических форсунках либо высокого давления воздуха в газодинамических форсунках. Большинство устройств данных типов даёт на выходе диапазон диаметров капель  $60 \dots 80$  мкм. Наиболее совершенные форсунки позволяют получить несколько меньшие диаметры  $30 \dots 50$  мкм, однако при этом возникают проблемы чистоты исходной воды (с целью предотвращения засорения форсунок).

Общее свойство мелкодисперсных капель состоит в резком увеличении удельной (на килограмм массы) суммарной поверхности капель в сравнении с крупнодисперсными каплями. Это благоприятно сказывается на эффективности работы воздушно-испарительных теплообменников, так как повышает эффективность процессов испарения. К недостаткам можно отнести высокие значения инерционных и массовых сил, действующих на капли, что приводит к выпадению значительной массы жидкости на теплообменную поверхность.

## ВОДНЫЙ АЭРОЗОЛЬ

Капли диаметром частиц менее  $30$  мкм (часто именуются аэрозолем) обладают рядом специфических свойств. Во-первых, внешне они выглядят как туман ( $d = 20 \dots 30$  мкм, атмосферный туман имеет диаметры  $40 \dots 50$  мкм) в виде синеватого дыма ( $d < 15$  мкм). Во-вторых, даже при незначительных массовых концентрациях воды в воздухе поверхность капель (межфазная поверхность) в десятки и сотни раз превышает площадь стенок теплообменных каналов. В-третьих, в случае уменьшения диаметра аэрозоля менее  $2 \dots 5$  мкм наблюдается заметное увеличение парциального давления жидкости на поверхности капли в сравнении с плоской водной поверхностью, что создает "дополнительный" диффузионный напор, облегчающий процесс испарения. В-четвертых, инерционные и гравитационные силы становятся сравнимыми с аэродинамическими силами, действующими на каплю, и даже меньшими, чем они. Фактически частицы аэрозоля становятся безынерционными: прекращается выпадение на теплообменную поверхность, практически отсутствует скольжение фаз, частицы невозможно отделить от потока. Вся совокупность перечисленных особенностей делает процессы воздушно-испарительного охлаждения настолько высокоэффективными, что они протекают близко к адиабатным условиям (идеальному случаю испарения жидкости).

Получить водный аэрозоль техническими средствами достаточно сложно и очень дорого. Однако в ряде случаев он образуется в виде "побочного"

продукта. Например, при попадании капельной влаги на колесо турбины турбохолодильника (паровых турбин) происходит дробление жидкости вращающимися с большой скоростью лопатками турбины до размеров 10...20 мкм. Ещё более мелкий аэрозоль наблюдается в процессе гомогенной конденсации влажного воздуха при переходе точки росы в турбине турбохолодильника:  $d = 0,1...2$  мкм. В обоих случаях аэрозоль получают не специально, а в силу особенностей протекания физических процессов в проточной части турбомашин. Хуже того, эти "побочные" эффекты являются вредными для поверхности лопаток колеса турбины, так как создают условия для эрозии и коррозии материала поверхности.

### 1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ПО КОНСТРУКТИВНОМУ ИСПОЛНЕНИЮ

#### БАРБОТАЖНЫЙ ВИТ

Схема барботажного воздушно-испарительного теплообменника показана на рис. 1.1.

**Принцип работы.** После подачи воздуха в теплообменник открывается кран 3 и вода из бака 4 подается в пространство над решеткой 2. Барботирующая решетка имеет множество отверстий небольшого диаметра, которые создают систему высокоскоростных струй воздуха, препятствующих стеканию жидкости под решётку. Струи разбивают падающую на решетку воду и образуют из неё "кипящий" пенный слой, который состоит из взвеси пленок, крупных и мелких капель, обтекаемых поднимающимся воздухом. В результате в пенном слое формируется высокая удельная межфазная поверхность жидкости и создаются благоприятные условия для процесса испарения жидкости в воздух. Таким образом, ещё до входа в теплообменник производится первичное охлаждение несущей воздушной среды. Неиспарившиеся мелкие водные капли выносятся воздухом в каналы теплообменника, смачивая его поверхность. Это приводит к вторичному охлаждению воздуха как за счет испарения плёнок жидкости с теплообменной поверхности, так и за счёт взвешенных в воздухе водных капель. Неиспарившаяся в теплообменнике влага обычно улавливается и возвращается в бак 4.

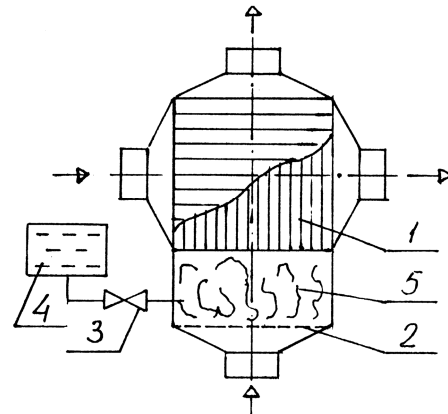


Рис. 1.1. Барботажный воздушно-испарительный теплообменник: 1 – компактный теплообменник; 2 – барботирующая решётка; 3 – кран; 4 – бак с водой; 5 – "кипящий" пенный слой

**Назначение.** Используется для дополнительного охлаждения продувочного воздуха: либо в условиях пониженного давления воздуха, либо в

случаях недостаточного охлаждения теплообменника при высоких исходных температурах продувочного воздуха.

**Недостатки:** 1) чувствительность к пространственному расположению теплообменника: при его наклоне происходит уменьшение пенного слоя, а при больших углах к горизонту – сдув пенного слоя с решётки; 2) чувствительность к колебанию расхода воздуха от расчётного: если расход меньше расчётного, пена "проваливается" под решётку, если расход больше расчётного, пена, наоборот, "выдувается" за теплообменник.

### ПЕННО-ВИХРЕВОЙ ВИТ

Схема пенно-вихревого воздушно-испарительного теплообменника представлена на рис. 1.2.

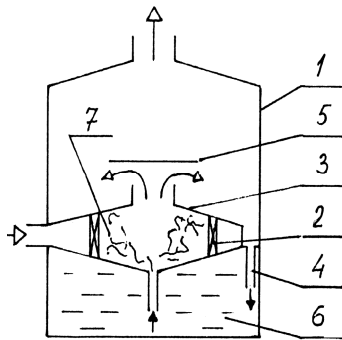


Рис. 1.2. Пенно-вихревой воздушно-испарительный теплообменник:  
1 – рабочая камера; 2 – сопло; 3 – делитель потока; 4 – рециркуляционная трубка; 5 – каплеотбойник; 6 – бак с водой; 7 – "кипящий" слой

кам рабочей камеры, создавая осесимметричный кольцевой пенно-вихревой "кипящий" слой 7. Первичное охлаждение осуществляется при прохождении воздуха через слой пены. Более слабое вторичное охлаждение частично происходит за счёт испарения выносимых из пены мелких водных капель. Основная их масса отбрасывается центробежными силами на стенки рабочей камеры и возвращается за делителем потока 3 в пенный слой. Более мелкие капли выносятся из рабочей камеры и отделяются от рабочего воздуха специальными инерционными ловушками – каплеотбойниками 5 той или иной конструкции и возвращаются по рециркуляционным трубкам в бак с водой.

**Назначение.** Используется в двух основных направлениях: во-первых, в качестве автономного компактного кондиционера (промышленного, транспортного или бытового применения); во-вторых, в качестве компактного высокоэффективного газоочистителя (для очистки воздуха от взвешенного технологического аэрозоля, плохо отделяемого обычными инерционными средства-



ми). В большинстве случаев деление на две узкие специализации не производят, а предлагают комплексное устройство кондиционера-воздухоочистителя.

**Достоинства.** Простота реализации, автономность работы, относительно небольшой расход жидкости, отсутствие специальных теплообменников и внешних источников энергии, простота обслуживания, экологическая чистота, слабая чувствительность к колебаниям расхода воздуха, низкое гидравлическое сопротивление, т.е. это самый высокоэффективный и высокотехнологичный способ охлаждения, увлажнения и очистки воздуха.

**Недостатки.** Чувствительность к способу подачи и рециркуляции воды.

### ФОРСУНОЧНЫЙ ВИТ

Схема форсуночного воздушно-испарительного теплообменника показана на рис. 1.3.

**Принцип работы.** На некотором расстоянии от переднего фронта теплообменника *1* в воздухозаборнике *2* размещаются форсунки *3* для распыления воды. Насос *4*, питаемый жидкостью из бака *5*, нагнетает жидкость (сжатый воздух) под большим давлением в рабочие каналы форсунок и формирует на их выходе множество перекрывающихся "факелов" из расширяющихся капельных струй, подхватываемых набегающим воздухом. В итоге перед теплообменником формируется сплошное "облако" капель испаряющейся воды. Таким образом, ещё до входа в теплообменник производится первичное охлаждение несущей воздушной среды. Неиспарившиеся мелкие водные капли "орошают" каналы теплообменника, смачивая его поверхность. Это приводит к вторичному охлаждению воздуха как за счет испарения плёнок жидкости с теплообменной поверхности, так и за счёт взвешенных в воздухе водных капель. Неиспарившаяся в теплообменнике влага обычно улавливается и возвращается в бак *5*.

**Назначение.** Используется для дополнительного эпизодического охлаждения продувочного заборного воздуха: либо в условиях пониженного давления воздуха, либо в случаях недостаточного охлаждения теплообменника при высоких исходных температурах продувочного воздуха. В наземных установках такой способ широко распространен в системах кондиционирования текстильных производств с целью повышения влажности воздуха в цехах до кондиционных (для ниток и тканей) условий.

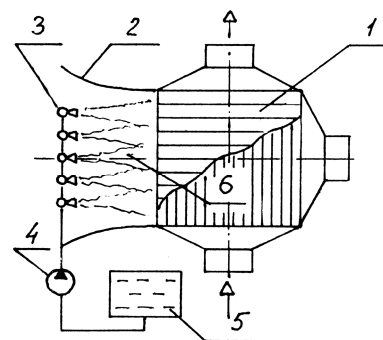


Рис. 1.3. Форсуночный воздушно-испарительный теплообменник: *1* – компактный теплообменник; *2* – воздухозаборник; *3* – форсунки; *4* – насос; *5* – бак с водой; *6* – орошающий "факел" капельных струй

**Достоинства.** Простота реализации, автономность работы, относительно небольшой расход жидкости, в итоге – это самый распространённый способ.

**Недостатки:** 1) необходимость в источнике внешней энергии (насосе или сжатом воздухе) для работы форсунок; 2) наличие специальной системы рециркуляции воды для сбора и повторного использования неиспарившейся воды; 3) создание "запаса" количества воды (требуемого для поддержания высокой эффективности испарения) из-за большого диаметра капель.

### АЭРОЗОЛЬНЫЙ ВИТ

Схема аэрозольного воздушно-испарительного теплообменника представлена на рис. 1.4.

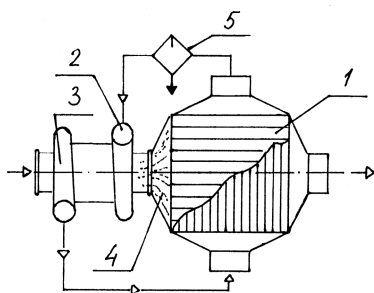


Рис. 1.4. Аэрозольный воздушно-испарительный теплообменник: 1 – компактный теплообменник; 2 – турбина турбохолодильника; 3 – компрессор турбохолодильника; 4 – аэрозольный туман; 5 – влагоотделитель

турбины происходят гомогенная конденсация паров воды и дробление лопатками турбины капельной влаги, не уловленной влагоотделителем 5. В итоге на выходе турбины образуется аэрозольный туман с диаметрами капель 0,1...15 мкм. При попадании этого тумана в холодный тракт конденсатора 1 происходит практически адиабатное испарение аэрозоля по мере роста температуры воздуха. Наличие водного аэрозоля резко увеличивает охлаждающую способность холодного воздуха. В случае отрицательной температуры несущей среды наряду с переохлажденным аэрозолем появляются взвешенные частицы снега и льда, которые ещё больше усложняют тепломассообменные процессы в холодном тракте конденсатора, во-первых, за счет обледенения входных кромок теплообменной секции, во-вторых, за счет появления процессов плавления льда.

**Назначение.** Используется в теплообменнике-конденсаторе системы кондиционирования самолета Ту-204 при охлаждении сжатого воздуха (с целью конденсации и последующего удаления из него воды) за счет холодного воздуха с отрицательной температурой, выбрасываемого из турбины турбохолодильника.

**Недостатки:** 1) резкое ухудшение условий работы при отсутствии влагоотделителя 5 за счет генерации в турбине снежной шуги, забивающей выхлопной патрубков турбины и вход теплообменника (перегораживает живое сечение каналов и уменьшает расход воздуха через турбину); 2) необходимость разработки противообледенительных мер для предотвращения замерзания влаги в горячем тракте и препятствия намерзанию снега на передние кромки теплообменной секции в холодном тракте.

### КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТЫЙ ВИТ

Схема капиллярно-пористого воздушно-испарительного теплообменника показана на рис. 1.5.

**Принцип работы.** Данная группа ВИТ реализует безкапельный способ испарения жидкости. Главным элементом теплообменника служат пластины из специального капиллярно-пористого материала 1 (специальные марки картона, "пенистый" войлок, металлические сетки, керамика с мелкими диаметрами пор). Это позволяет, во-первых, "перекачивать" воду из ёмкостей с водой 3 на рабочую поверхность за счет капиллярного эффекта, и, во-вторых, создать на рабочей поверхности материала практически 100 % "мокрую стенку" за счёт получения в порах вогнутых водных линз. При обтекании пластин воздухом происходит испарение жидкости из поверхностных пор, на место которой автоматически "закачивается" требуемая новая порция воды.

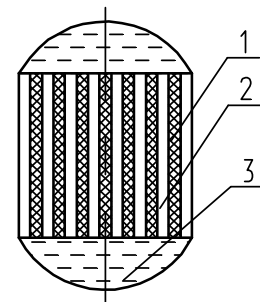


Рис. 1.5. Капиллярно-пористый воздушно-испарительный теплообменник: 1 – пластины из капиллярно-пористого материала; 2 – каналы для движения охлаждаемого воздуха; 3 – ёмкость с водой

**Назначение.** Используется с целью дополнительного эпизодического охлаждения в системах кондиционирования для снятия "пиковой" тепловой нагрузки. В наземных условиях данный ВИТ встречается в качестве простейших кондиционеров для увлажнения и частичного охлаждения воздуха в помещениях.

**Достоинства.** Простота конструкции, автономность работы, минимальный расход жидкости, простота эксплуатации и высокая надежность; в результате – это достаточно распространённый и удобный способ кондиционирования воздуха.

**Недостатки:** 1) необходимость в мелкоячеистом пористом материале с длительным ресурсом работы и не подверженном коррозии; 2) чувствительность к чистоте воды как за счёт засорения пор твёрдыми частицами, так и за счёт ухудшения капиллярного эффекта при попадании жиров и масел; 3) в ряде случаев отмечается необходимость сохранения формы и целостности пористого материала при забросе воздуха с отрицательной температурой и обледенении пластин.



## 2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ФОРСУНОЧНЫХ ВИТ

### 2.1. ОПИСАНИЕ ФОРСУНОЧНОГО ВИТ

#### КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Существует масса технических задач, когда необходимо отвести большие потоки тепла, выделяемые при работе радиоэлектронного и другого оборудования. В ряде случаев для решения такой задачи прибегают к двухконтурной системе жидкостного охлаждения (рис. 2.1).

**Жидкостный контур охлаждения.** Основная цель первого замкнутого контура состоит в отводе теплового потока, выделяемого ответственным оборудованием. Поставленная цель достигается путём: 1) снятия высокой удельной тепловой мощности в отсеках с оборудованием за счёт передачи её жидкому промежуточному теплоносителю в системе теплообменников 2; 2) вывода промежуточного теплоносителя из отсеков с оборудованием и его транспортировки с помощью насоса 1 в технологически приемлемые зоны для работы второго контура.

**Воздушно-испарительный контур охлаждения.** Основная цель второго разомкнутого контура состоит в сбросе теплового потока в окружающую среду. Поставленная цель достигается путём: 1) резкого увеличения теплоотдающей поверхности в специальном компактном теплообменнике 3; 2) создания с помощью автономного воздухозаборника 4 и выхлопного патрубка 9 разомкнутого контура для продувки компактного теплообменника охлаждающим заборным воздухом; 3) установки в воздухозаборнике системы водяных форсунок 5 для снятия пиковых нагрузок при работе в условиях "горячей" атмосферы.

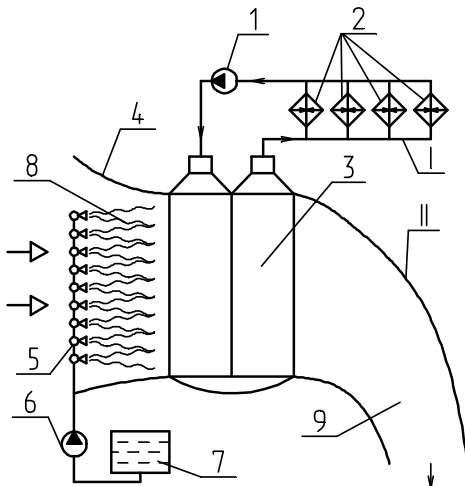


Рис. 2.1. Двухконтурная система жидкостного охлаждения с форсуночным воздушно-испарительным теплообменником: I – замкнутый жидкостный контур охлаждения; II – разомкнутый контур воздушно-испарительного охлаждения; 1 – насос контура охлаждающей жидкости; 2 – подсистема теплообменников для отбора тепла от оборудования; 3 – компактный теплообменник; 4 – автономный воздухозаборник; 5 – форсунки; 6 – насос для воды; 7 – бак с водой; 8 – орошающий "факел" капельных струй; 9 – выхлопной патрубок

1) резкого увеличения теплоотдающей поверхности в специальном компактном теплообменнике 3; 2) создания с помощью автономного воздухозаборника 4 и выхлопного патрубка 9 разомкнутого контура для продувки компактного теплообменника охлаждающим заборным воздухом; 3) установки в воздухозаборнике системы водяных форсунок 5 для снятия пиковых нагрузок при работе в условиях "горячей" атмосферы.

В настоящей работе приведены результаты исследования эффективности системы охлаждения данного типа для следующих условий: 1) температура заборного продувочного воздуха  $t_{\text{ВХ}}^{\text{возд}} = -40 \dots +70 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; 2) температура рабочей жидкости

$t_{\text{ВХ}}^{\text{ЖИДК}} = 3 \dots 30 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; 3) предельная температура рабочей жидкости на выходе  
 $t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ЖИДК}} = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; 4) оптимальная тепловая нагрузка 30 кВт; 5) пиковая тепловая нагрузка 77 кВт; 6) габариты компактного теплообменника 500×320×200 мм; 7) расход продувочного воздуха 0,5 ... 3,0 кг/с; 8) расход рабочей жидкости 40...250 л/мин.

### ОСОБЕННОСТИ ВОЗДУХО-ЖИДКОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Основным элементом второго контура служит компактный воздухо-жидкостный теплообменник, в котором осуществляется передача тепла от

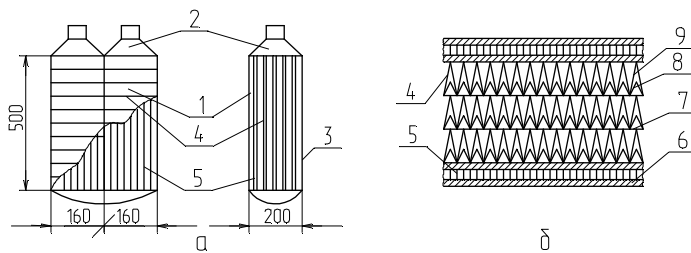


Рис. 2.2. Компактный воздухо-жидкостный теплообменник: *а* – схема и габаритные размеры; *б* – параметры использованных ребрений: 1 – тракт продувочного заборного воздуха; 2 – тракт рабочей жидкости; 3 – теплообменная секция; 4 – холодное ребрение; 5 – горячее ребрение; 6 – разделительная пластина (между трактами); 7 – разделительная фольга (между слоями); 8 – первый ряд ребрения; 9 – второй ряд ребрения

рабочей жидкости первого контура заборному охлаждающему воздуху второго контура. Компонировочная схема использованного в задаче теплообменника показана на рис. 2.2.

Теплообменная секция. По условиям задачи общие габариты теплообменника не должны превышать размеров 500×320×200 мм. Исходя из соотношения расходов теплоносителей с данными габаритами был спроектирован двухзаходный по рабочей жидкости компактный пластинчато-ребристый теплообменник. Ширина теплообменной секции по продувочному тракту составила 500 мм, ширина одного захода тракта рабочей жидкости – 160 мм, высота теплообменной секции – 200 мм. Общие параметры теплообменной секции представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Параметры теплообменной секции

№ п/п	Название	Ширина $h$ , мм	Количество пакетов $N$ , шт	Площадь живого сечения $S$ , м <sup>2</sup>	Теплообменная поверхность $F$ , м <sup>2</sup>
1	Горячий тракт	160	16	0,004485	5,689
2	Холодный тракт	500	17	0,5118	38,872

**Параметры ребрений.** Схема ребрений показана на рис. 2.2, *б*. Для рабочей жидкости использовано гладкое прямоугольное ребрение с высотой 2 мм и шагом между рёбрами 2 мм. Для максимального увеличения теплообменной поверхности по продувочному воздуху применено комбинированное трехслойное двухрядное ребрение. У него две характерные отличительные



черты: во-первых, оно изготовлено в виде пакета из трёх параллельно установленных слоёв 4, разделенных между собой листами тонкой фольги 7; во-вторых, каждый из слоёв, в свою очередь, собран из двух треугольных оребрений 8 и 9, имеющих одинаковый шаг 3,34 мм между рёбрами, но разную высоту: "внутреннее" оребрение с высотой 4,2 мм, а "внешнее" – с высотой 8,5 мм. Такой тип оребрённой поверхности позволяет получить максимально возможную теплообменную поверхность в незначительных габаритах (объемах) теплообменника. Сводные геометрические параметры оребрений представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

### Геометрические параметры оребрений

№ п/п	Название	$h$ , мм	$d_3$ , мм	$N$	$t$ , мм	$\delta_p$ , мм	$L/d_3$	$\beta$ , м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	$\varphi$
1	Гп -2-2	2,0	2,17	500	4,0	0,1	250	2000	0,8133
2	3-ГТ-8-2×ГТ-4-2	8,5	1,844	600	3,34	0,3	160	5000	0,9616

### ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ (ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ)

В качестве рабочей жидкости для первого контура охлаждения использован антифриз 65 (ГОСТ 159-52), обладающий температурой кипения 394 °С и температурой замерзания не выше 208 °С. Теплофизические свойства в интересующем диапазоне параметров представлены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

### Теплофизические свойства антифриза 65

$T$ , К	$T$ , °С	$P \cdot 10^3$ , бар	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\beta \cdot 10^4$ , 1/К	$c_p$ , Дж/кг·К	$\lambda$ , Вт/м·К	$\alpha \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
213	-60	-	2371,0	1143	6,15	2390	0,315	0,115	20600
233	-40	2,5	222,4	1129	6,22	2542	0,317	0,110	2020
253	-20	3,9	49,1	1116	6,30	2694	0,322	0,107	458
273	0	7,2	14,6	1102	6,38	2847	0,329	0,105	1,39
293	20	16,7	6,3	1089	6,45	2999	0,337	0,103	61,2
313	40	50,4	3,3	1076	6,50	3151	0,343	0,101	32,7
333	60	133,6	2,0	1062	6,58	3303	0,359	0,101	19,8
353	80	309,8	1,3	1048	6,65	3455	0,361	0,0994	13,1
373	100	647,9	0,99	1034	6,75	3608	0,363	0,0973	10,2
393	120	1261,2	0,78	1011	6,92	3760	0,362	0,0953	8,18



## 2.2. ОПИСАНИЕ МОДЕЛИ РАСЧЁТА

### РАСЧЁТ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДО ФРОНТА ТЕПЛООБМЕННИКА

Для упрощения расчётов принималась следующая идеальная модель процессов испарения впрыскиваемой на вход теплообменника капельной влаги. Испарение происходит адиабатически либо до момента полного испарения капель (если влаги мало), либо до достижения состояния насыщения  $\varphi = 100\%$  (если масса влаги превышает количество, необходимое для отвода тепла от начальной температуры заборного воздуха до температуры насыщения).

Для описания тепломассообмена в предположении  $Le \rightarrow 1$  используется уравнение энергии относительно энтальпии многофазной среды:

$$\rho\omega_x \frac{\partial i}{\partial x} + \rho\omega_y \frac{\partial i}{\partial y} = \frac{\partial q}{\partial y}, \quad (2.1)$$

где  $i = \sum_{j=1}^{j=n} m_j i_j$  – энтальпия смеси "газ – капли";  $m_j = \frac{\rho_j}{\rho}$  – массовая концентрация  $j$ -го компонента. Для водовоздушной смеси, в частности, можно будет записать:

$$di = r dm_3 + r_{\text{л}} dm_4 + \sum_{j=1}^4 m_j c_{pj} dT, \quad (2.2)$$

или

$$di = \left( r \frac{dm_3}{dT} + r_{\text{л}} \frac{dm_4}{dT} + \sum_{j=1}^4 m_j c_{pj} \right) dT, \quad (2.3)$$

где индексы соответствуют: 1 – воздух; 2 – пар; 3 – капли; 4 – ледяные частицы. Обозначая выражение в скобках как эффективную теплоемкость  $c_{p\phi}$ , имеем:

$$di = c_{p\phi} dT, \quad \text{или} \quad i = \int c_{p\phi} dT. \quad (2.4)$$

Скрытая теплота фазовых переходов при испарении и плавлении внесена в новую переменную  $c_{p\phi}$ :

$$c_{p\phi} = \left( r \frac{dm_3}{dT} + r_{\text{л}} \frac{dm_4}{dT} + \sum_{j=1}^4 m_j c_{pj} \right). \quad (2.5)$$

В работе получена система трансцендентных уравнений для описания функции  $c_{p\phi}$  в интересующем диапазоне температур, в том числе и для случая отрицательных температур. В расчетах полагалось, что двухфазная система находится в локальном термодинамическом равновесии, т.е. в каждой точке рассматриваемого течения концентрация пара соответствует состоянию на-

сыщения ( $\varphi = 100\%$ ) при данной температуре. Выражение для энтальпии парогАЗокапельной смеси записывается так:

$$i = c_{p\phi} t_p, \quad (2.6)$$

где  $t_p$  – равновесная (адиабатная) температура, соответствующая относительной влажности  $100\%$ ;  $c_{p\phi}$  – теплоемкость в процессе с фазовым переходом.

Используемая модель соответствует идеально происходящим процессам испарения. Реально при реализации второго контура охлаждения процессы испарения могут отличаться от заложенных в расчет. Во-первых, ввиду конечного расстояния от форсунок не вся капельная влага может испариться до переднего фронта теплообменника; во-вторых, при наличии начальной разности температуры между воздухом и водой возникнет дополнительный тепловой поток на охлаждение (нагрев) капель воды; в-третьих, в случае крупных капель появится разность температур между воздухом и жидкостью. Однако все указанные особенности повлияют в основном на количественную сторону задачи, оставив качественную картину неизменной. Более того, получаемые количественные данные являются границей предельной эффективности охлаждения.

## РАСЧЁТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ВОЗДУХО-ЖИДКОСТНОМ ТЕПЛООБМЕННИКЕ

**Применяемая физическая модель и допущения.** Моделировать трехмерную картину полей температур в теплообменнике нецелесообразно. Для практических нужд при хорошей достоверности результатов можно выбрать одну пару оребренных пакетов: горячего и холодного (рис. 2.3) и решить для них плоскую задачу. Этого достаточно даже для изучения влияния неоднородностей распределения воздуха поперек пакета, а в случае необходимости такой подход позволяет изучить любую пару пакетов из всего набора, составляющего теплообменник.

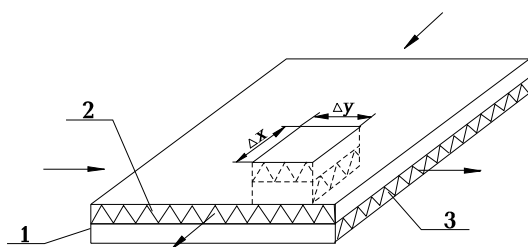


Рис. 2.3. Двухмерная модель для расчета локальной теплопередачи: 1 – участок теплообменной секции; 2 – оребренный пакет для горячего теплоносителя; 3 – оребренный пакет для холодного теплоносителя;  $\Delta x \Delta y$  – расчетный теплопередающий элемент

Суть дифференциальной методики расчета теплообменника состоит в составлении и решении системы уравнений теплопередачи для элементарного участка теплообменной поверхности  $\Delta x \Delta y$ . Для упрощения системы были приняты следующие допущения:

- рассматривается стационарный процесс теплопередачи;
- не учитываются теплопроводность вдоль пластины;
- считаются известными критери-





альные зависимости, описывающие теплоотдачу от пластины к потоку теплоносителя;

– принимается, что интенсивность теплоотдачи постоянна по всей площади пластины;

– принимается, что массообмен при фазовых переходах (конденсации или испарения) ввиду малой концентрации водяных паров в воздухе (менее 3 %) не влияет на интенсивность теплоотдачи от пластины.

**Система уравнений.** С учётом принятых допущений система уравнений для расчета локальной теплопередачи примет вид:

$$\rho_1 \left( w_{x1} \frac{\partial i_1}{\partial x_1} + w_{y1} \frac{\partial i_1}{\partial y_1} \right) dx_1 dy_1 = \frac{\partial}{\partial y_1} \left( \frac{\lambda_1}{c_{p1}} \frac{\partial i_1}{\partial y_1} \right) \alpha_1 \varphi_1 dx_1 dx_2, \quad (2.7)$$

$$\rho_2 \left( w_{x2} \frac{\partial i_2}{\partial x_2} + w_{y2} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \right) dx_2 dy_2 = \frac{\partial}{\partial y_2} \left( \frac{\lambda_2}{c_{p2}} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \right) \alpha_2 \varphi_2 dx_1 dx_2, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial y_1} \left( \frac{\lambda_1}{c_{p1}} \frac{\partial i_1}{\partial y_1} \right) \alpha_1 \varphi_1 dx_1 dx_2 = \frac{\partial}{\partial y_2} \left( \frac{\lambda_2}{c_{p2}} \frac{\partial i_2}{\partial y_2} \right) \alpha_2 \varphi_2 dx_1 dx_2, \quad (2.9)$$

где индекс 1 относится к горячему, а 2 – к холодному теплоносителю. Физический смысл первых двух уравнений: количество тепла, отданное теплоносителем (левая часть), равно количеству тепла, поступившему в процессе теплоотдачи на пластину (правая часть). Смысл уравнения (2.9): тепловой поток от горячего теплоносителя к пластине (левая часть) равен тепловому потоку, поступающему от пластины к холодному теплоносителю. Наличие оребрения учитывается специальным коэффициентом оребрения  $\varphi$ , характеризующим площадь ребер, приходящуюся на единицу площади пластины.

Особенность, приводящая уравнения к очень простому виду, состоит в том, что все тепломассообменные процессы в теплоносителях включены в параметр энтальпии  $i$  и входят поэтому под знак производной. Это означает, что на каждом элементарном участке помимо указанной системы уравнений теплопередачи необходимо составить и решить систему уравнений, описывающую тепломассообмен в теплоносителях. Ввиду разнородности массообменных процессов и их нелинейности аналитическое решение такой задачи невозможно. Наиболее целесообразен численный способ решения системы уравнений (2.7) – (2.9). Для этого необходимо вместо бесконечно малых  $dx_1$ ,  $dx_2$ ,  $dy$  использовать конечные разности  $\Delta x_1$ ,  $\Delta x_2$ ,  $\Delta h$ , а также заменить непрерывные функции и их производные на сеточные (дискретные) уравнения. Подробное описание преобразований содержится в работе [30].

С целью максимального упрощения алгоритма вычислений площадь пластины делили на элементарные участки  $\Delta x_1 \Delta x_2$  с равномерным шагом



10×10 узлов по каждой координате. Это обеспечивает минимальный объем вычислений при его высокой точности. При решении задачи о теплопередаче в теплообменнике с учетом начального участка использовали сетку 40×40 узлов.

**Расчет теплоотдачи в горячем тракте.** При расчете теплоотдачи от рабочей жидкости использовали приведённые в табл. 2.3 теплофизические свойства антифриза 65. В качестве критериальной зависимости по расчету интенсивности теплоотдачи использовано уравнение:  $Nu = 0,016 \cdot Re^{0,8}$ , в которое подставлялись данные конкретного оребрения (табл. 2.2).

**Расчет теплоотдачи в холодном тракте.** В связи с тем, что испарение взвешенных капель воды зависит от температуры окружающего частицу воздуха и диаметра капель, теплоемкость  $c_{рф}$  в обеих частях уравнения определяли с учетом особенностей фазового перехода в каждом сечении, где температура теплоносителя ниже точки росы. В области положительных температур учитывали теплоту испарения влаги, в диапазоне  $-0,1 \dots 0$  °С добавляли теплоту плавления пропорционально снижению температуры с коэффициентом  $A$  от нуля до единицы, а в области ниже  $-0,1$  °С последнюю рассчитывали с коэффициентом  $A$ , всегда равным единице. В качестве критериальной зависимости по расчету интенсивности теплоотдачи использовано уравнение:  $Nu = 0,016 \cdot Re^{0,8}$  и параметры оребрения из табл. 2.2. Испарение капель воды в каналах теплообменника учитывалось при следующих допущениях: 1) пленка жидкости на поверхности не образуется; 2) повышение температуры воздуха в каналах происходит по линии насыщения.

#### АЛГОРИТМ РАСЧЁТА

Задачу решали численным путем с помощью разработанного пакета программ по расчету теплопередачи в перекрестно-точном пластинчато-ребристом теплообменнике. Исходными данными служили входные параметры теплоносителей (температура, расход, давление, для воздуха – влажность). На первом этапе рассчитывали воздушно-испарительное охлаждение воздуха до фронта теплообменника. Для повышения точности систему уравнения (2.1) – (2.6) решали с шагом 0,001 °С до получения адиабатной температуры при условии полного испарения. Получившееся значение температуры предварительно охлаждённого воздуха использовали в качестве входного при расчёте воздушно-жидкостного теплообменника.

На втором этапе выполнялся расчёт первого хода двухзаходного теплообменника. В результате определяли поля температур теплоносителей и теплообменной поверхности на сетке 10×10 узлов. На третьем этапе выполняли расчёт второго захода теплообменника, причём: 1) в качестве исходных значений воздуха использовали значения, полученные на втором этапе; 2) в качестве исходных значений температуры антифриза подставляли среднее её значение на выходе первого хода (в результате перемешивания). На послед-



ней стадии расчёта выполняли осреднение выходных температур теплоносителей по обоим трактам. Тепловая мощность, отводимая по системе охлаждения, определялась по уравнению теплового баланса для жидкостного тракта:

$$Q = G_{\text{ж}} c_{\text{рж}} (t_{\text{ВХ}}^{\text{ж}} - t_{\text{ВЫХ}}^{\text{ж}}). \quad (2.10)$$

Это позволяло упростить оценку эффективности охлаждения за счёт исключения из расчёта материального баланса испаряющейся воды на режимах с впрыском влаги.

### 2.3. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ВОЗДУХО-ЖИДКОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

#### ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ЖИДКОГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Расход охлаждающей жидкости зависит от значения её начальной температуры (табл. 2.4).

Таблица 2.4

**Расход охлаждающей жидкости**

Мощность СЖО, кВт	Расход охлаждающей жидкости, л/мин				
Всплеск 77	-30 °С	-10 °С	+10 °С	+35 °С	+50 °С
Номинал 30	44,0	64,7	116,6	210,3	254,0

На первом этапе выполнен расчёт отводимой в теплообменнике тепловой мощности при четырёх значениях температуры антифриза: 3; 17,5; 40 и 55 °С. Параметры забортного воздуха менялись во всём рабочем диапазоне как по расходу 0,5...3 кг/с, так и по температуре – 40...50 °С, влажность во всей серии принималась равной нулю (впрыск отсутствовал).

Результаты расчёта показаны на рис. 2.4. По мере снижения температуры антифриза при прочих равных условиях наблюдается снижение отводимой в теплообменнике мощности за счет: 1) падения рабочего перепада температуры между продувочным воздухом и антифризом; 2) снижения расхода антифриза. Увеличение расхода продувочного воздуха приводит к линейному повышению отводимой мощности. В большинстве случаев для отвода номинальной мощности 30 кВт достаточно иметь начальную разность температуры между теплоносителями 20...25 °С при расходе продувочного воздуха более 1 кг/с. Для отвода пиковой нагрузки необходимо увеличивать перепад температуры до 40...50 °С либо резко поднимать расход продувочного воздуха до 3 кг/с.

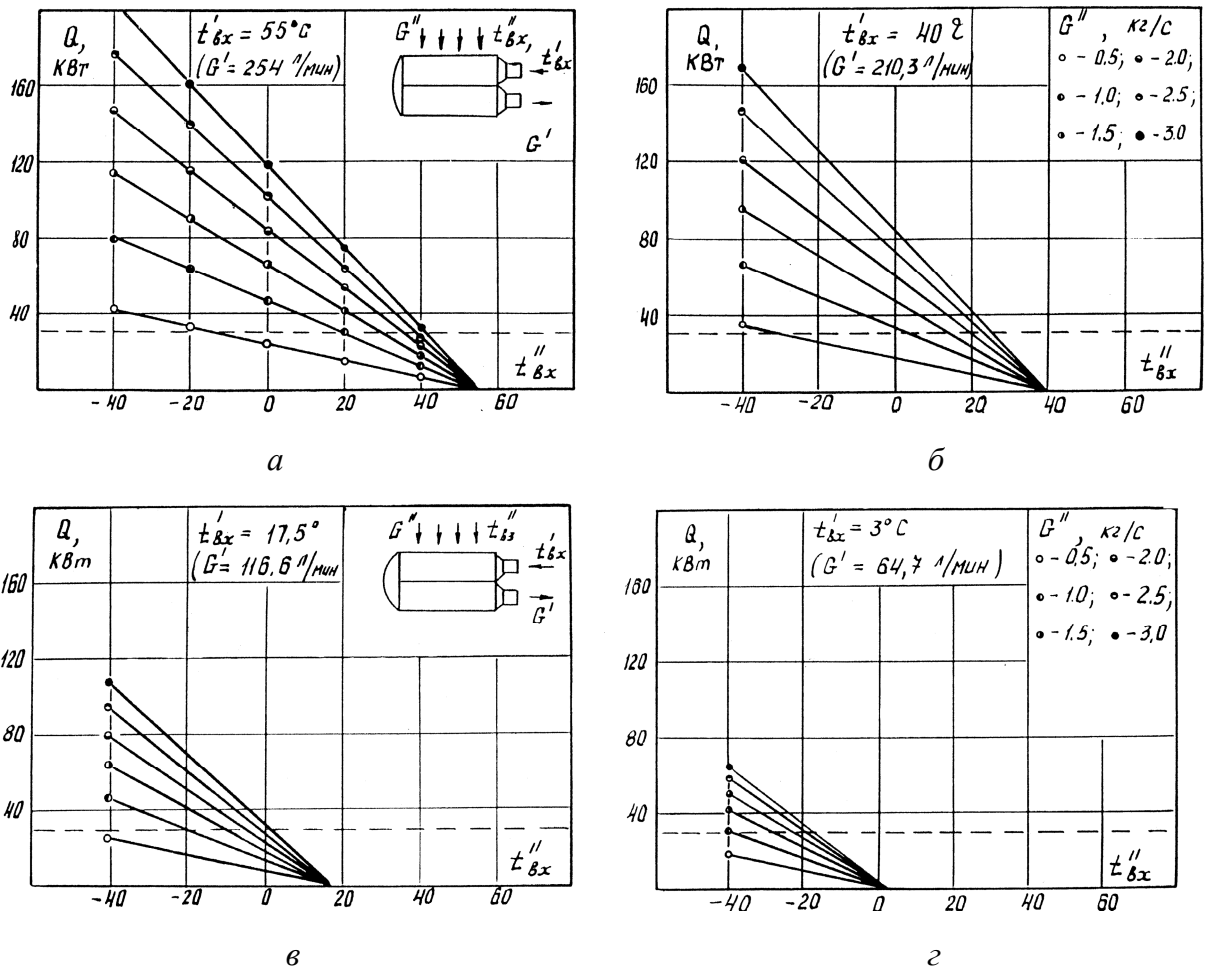


Рис. 2.4. Влияние расхода антифриза на эффективность работы теплообменника: а –  $G_{ж} = 254$  л/мин; б – 210,3 л/мин; в – 116,6 л/мин; г – 64,7 л/мин

### ВЛИЯНИЕ НАЧАЛЬНОЙ КАПЕЛЬНОЙ ВЛАГИ

На втором этапе исследовано влияние количества впрыскиваемой жидкости в заборный воздух на отводимую в теплообменнике мощность. Для расчётного режима выбраны фиксированные параметры по антифризу – 55 °С. Параметры продувочного воздуха изменялись в диапазонах: расход 0,5...3 кг/с, температура 20...70 °С, влажность для каждого значения расхода и температуры задавалась в диапазоне 0 ... 40 г/кг с.в. с шагом 5 г/кг с.в.

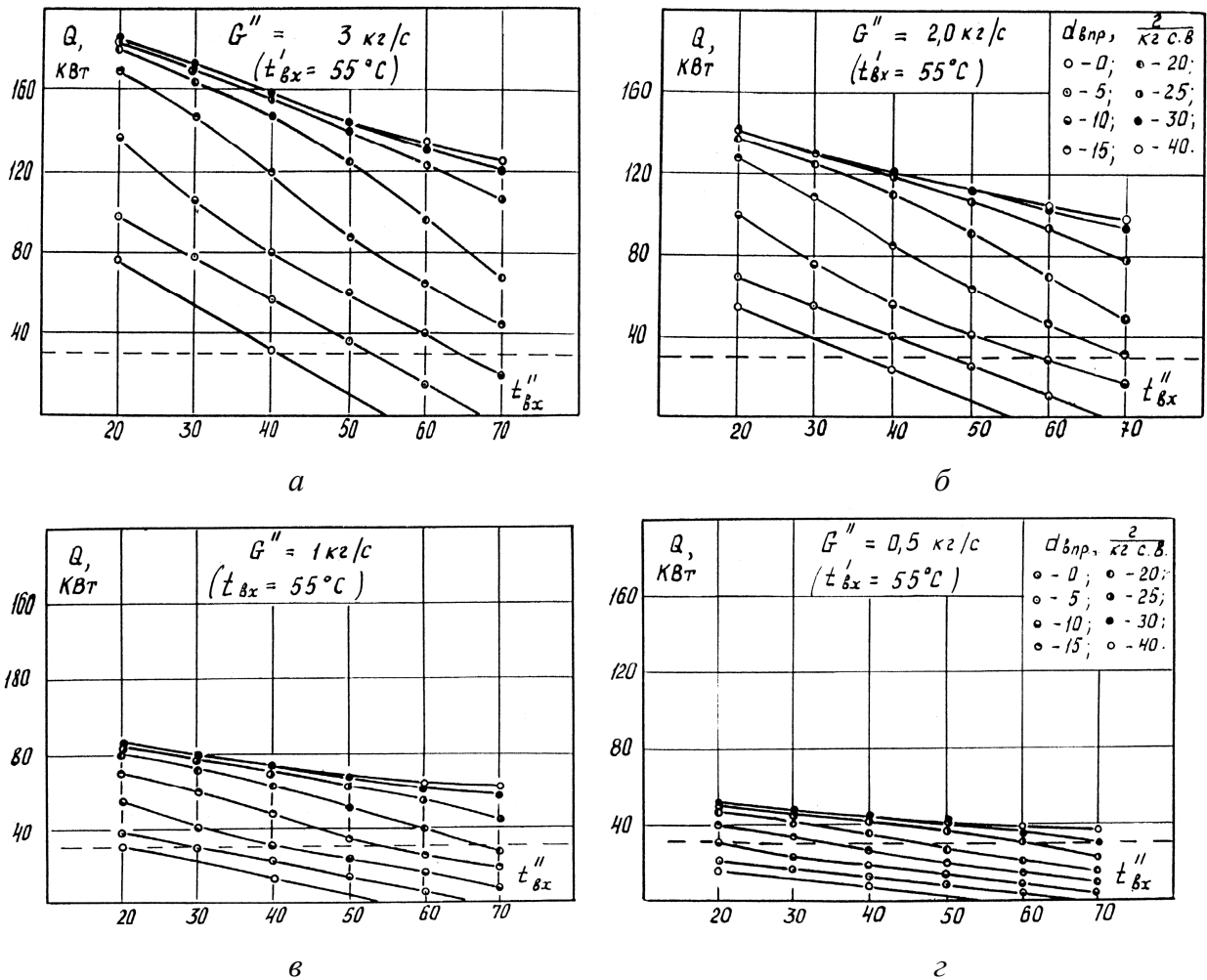


Рис. 2.5. Влияние капельной влаги на эффективность работы теплообменника: а –  $G_B = 3 \text{ кг/с}$ ; б –  $2 \text{ кг/с}$ ; в –  $1 \text{ кг/с}$ ; г –  $0,5 \text{ кг/с}$

Результаты расчёта представлены на рис. 2.5. Наихудший режим охлаждения во всех случаях наблюдался на сухом воздухе. По мере увеличения количества впрыскиваемой влаги происходит нелинейное увеличение отводимой в теплообменнике мощности. При достижении количества капельной влаги 35...40 г/кг с.в. фиксируется состояние "насыщения", когда дальнейшее увеличение влаги не приводит к росту отводимой тепловой мощности. Эффективность воздушно-испарительного охлаждения в наибольшей степени зависит от исходной температуры продувочного воздуха: чем она выше, тем более высокие значения отводимой мощности при прочих равных условиях.

Анализ результатов показывает, что впрыск капельной влаги резко поднимает эффективность работы теплообменника. Во-первых, даже при температурах продувочного воздуха выше  $55^\circ\text{C}$  (начальной температуры антифриза) наблюдается его охлаждение. Во-вторых, по сравнению с сухим воздухом отводимая мощность увеличивается на 300...500 %.





## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ТЕПЛООБМЕННИКЕ

Механизм повышения эффективности работы теплообменника наиболее наглядно прослеживается по распределению температуры продувочного воздуха в теплообменном тракте (рис. 2.6).

**Воздушно-испарительное охлаждение до фронта теплообменника.** Рост капельной влаги приводит к резкому охлаждению воздуха до фронта теплообменника, что увеличивает начальную разность температур между теплоносителями. Причём чем выше исходная температура продувочного воздуха, тем наблюдается большая его степень охлаждения: при  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  перепад составляет  $\Delta T = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $\Delta T = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а при  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $\Delta T = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Воздушно-испарительное охлаждение в каналах теплообменника.** При небольших количествах впрыскиваемой капельной влаги (10...20 г/кг с.в.) она практически вся испаряется до фронта теплообменника и в каналах теплообменника происходит нагрев сухого "охлажденного" воздуха. В этом случае достигается резкий нагрев воздуха в каналах и падение перепада температуры между теплоносителями. При больших количествах влаги (20...40 г/кг с.в.) заметное её количество остаётся неиспарившимся. Это приводит к тому, что в каналах продолжается воздушно-испарительное охлаждение, дополнительно резко повышающее эффективность работы теплообменника. Последнее происходит за счёт сохранения предельного перепада температуры между теплоносителями практически по всей длине теплообменной поверхности.

## МЕХАНИЗМ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВИТ

1. Эффективность охлаждения форсуночного ВИТ определяется степенью испарения капельной влаги до фронта теплообменника, а также наличием (отсутствием) испарения капель в теплообменных каналах.

2. Механизм повышения эффективности основывается на двух эффектах, вызванных фазовыми переходами при испарении воды: во-первых, за счёт первичного снижения начальной температуры продувочного воздуха; во-вторых, за счёт вторичного резкого снижения температуры продувочного воздуха в теплообменных каналах. Оба эффекта приводят к повышению температурного напора между теплоносителями, что при прочих равных условиях и повышает эффективность процесса теплопередачи в теплообменнике.

3. Увеличение начальной температуры и концентрации капельной влаги приводит к повышению эффективности воздушно-испарительного охлаждения в диапазоне 300...500 % по сравнению с сухим воздухом.

4. Эффективность воздушно-испарительного охлаждения существенно образом зависит от диаметра капель жидкости: максимальная скорость испарения наблюдается при диаметрах капель менее 30 мкм. Увеличение диаметра приводит к нелинейному падению удельной площади капель, а следовательно, и к снижению эффективности воздушно-испарительного охлаждения.

5. Использование впрыска незначительного количества капель (менее 3...4 %) позволяет повысить экономичность работы теплообменника, так как оно эквивалентно увеличению расхода продувочного воздуха в два-три раза.

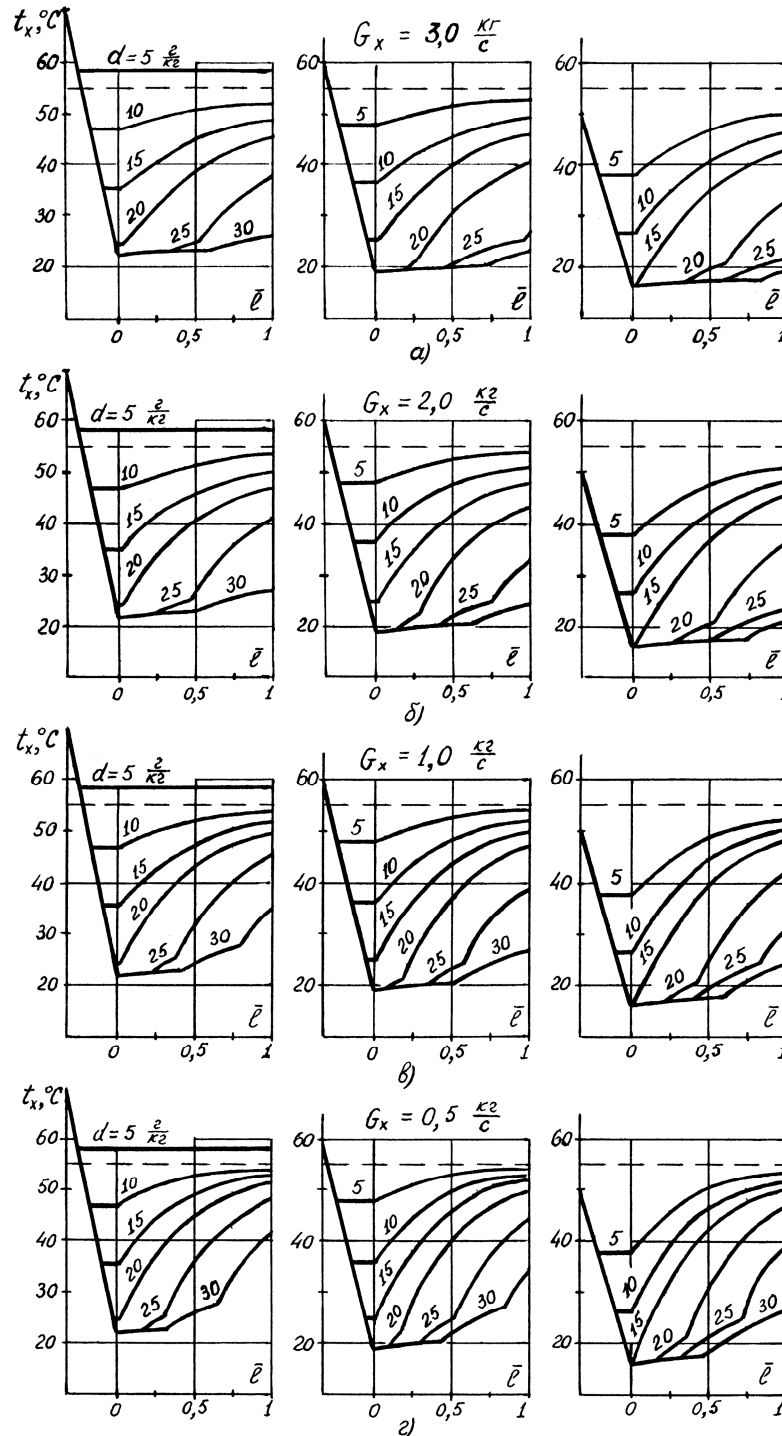


Рис. 2.6. Влияние капельной влаги на температуру продувочного воздуха по тракту теплообменника: а –  $G_B = 3 \text{ кг/с}$ ; б –  $2 \text{ кг/с}$ ; в –  $1 \text{ кг/с}$ ; г –  $0,5 \text{ кг/с}$

## 2.4. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

### ВКЛАД ТЕПЛОТЫ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА

Для выяснения факторов, оказывающих влияние на эффективность воздушно-испарительного охлаждения (ВИО), наиболее целесообразно перейти к безразмерному соотношению, представленному на рис. 2.7:

$$Q_{\text{исп}}/Q_{\text{сум}} = (Q_{\text{сум}} - Q_{\text{конв}})/Q_{\text{сум}}, \quad (2.11)$$

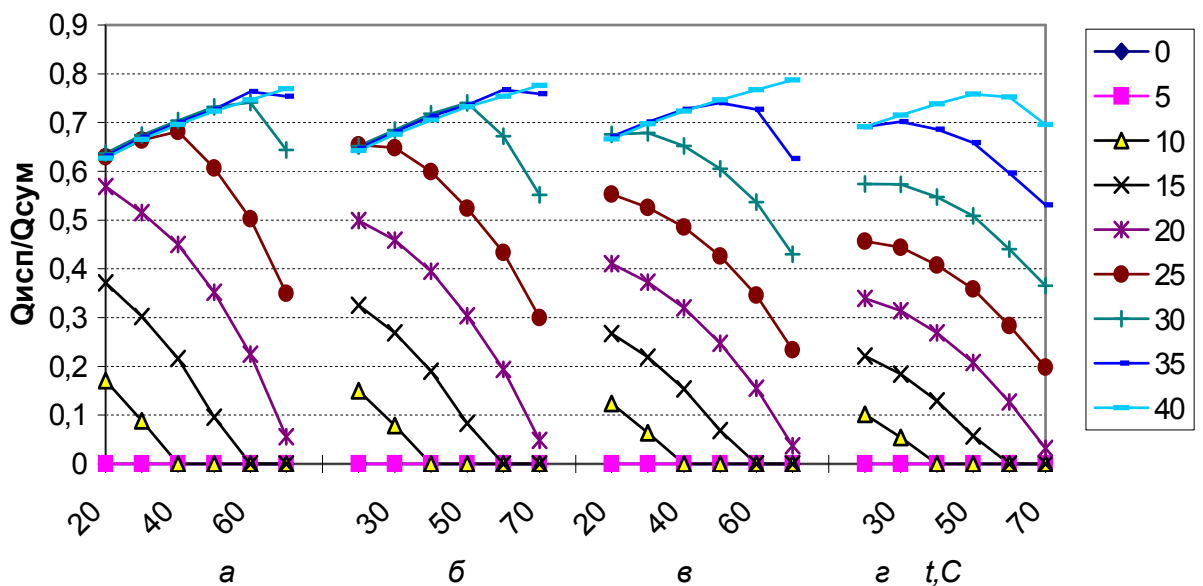


Рис. 2.7. Вклад воздушно-испарительного охлаждения в суммарную мощность теплообменника: а –  $G_v = 3$  кг/с; б – 2 кг/с; в – 1 кг/с; з – 0,5 кг/с;  $d_{\text{кап}}$  – содержание капельной влаги на входе теплообменника: 1 – 0 г/кг с.в.; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 15; 5 – 20; 6 – 25; 7 – 30; 8 – 35; 9 – 40

где  $Q_{\text{сум}}$  – предельная максимальная мощность, отводимая в ВИТ.

На сухом воздухе испарение отсутствует и значение  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{сум}} = 0$ . Увеличение капельной влаги  $d_{\text{кап}}$  приводит к росту доли теплоты фазового перехода в суммарной охлаждающей способности теплообменника с достижением некоторого состояния "насыщения"  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{сум}} = 0,65...0,8$ . Вклад воздушно-испарительного охлаждения зависит от двух факторов. Во-первых, от начальной температуры теплоносителя  $t_0$ : при её увеличении наблюдается нелинейное "ускоренное" падение  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{сум}}$  при равных количествах капельной влаги в продувочном воздухе. Во-вторых, от расхода воздуха  $G_v$ : при его увеличении, наоборот, происходит нелинейный "замедленный" рост  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{сум}}$  при фиксированных значениях  $d_{\text{кап}}$  и  $t_0$ . Последнее обстоятельство связано с тем, что рост  $G_v$  "ослабляет" эффективность ВИО за счёт уменьшения градиента температур в теплоносителе, который, собственно, и является источником для ВИО.

### ВКЛАД КОНВЕКТИВНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ

Наличие воздушно-испарительного охлаждения крайне нелинейным образом сказывается на величине конвективной теплоотдачи в суммарной мощности ВИТ, представленной в безразмерном соотношении на рис. 7.2.8:

$$Q_{\text{конв}}/Q_{\text{сум}} = (Q_{\text{сум}} - Q_{\text{исп}})/Q_{\text{сум}} \quad (2.12)$$

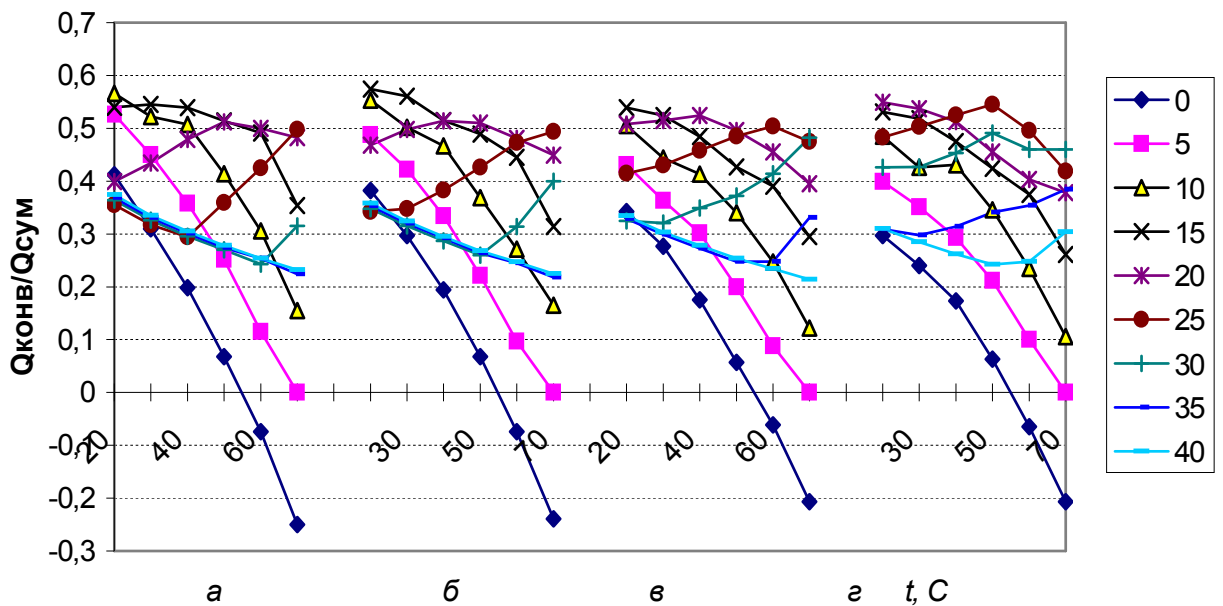


Рис. 2.8. Вклад конвективного теплообмена в суммарную мощность теплообменника: а –  $G_v = 3$  кг/с; б – 2 кг/с; в – 1 кг/с; з – 0,5 кг/с;  $d_{\text{кап}}$  – содержание капельной влаги на входе теплообменника: 1 – 0 г/кг с.в.; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 15; 5 – 20; 6 – 25; 7 – 30; 8 – 35; 9 – 40

В общей картине изменения  $Q_{\text{конв}}/Q_{\text{сум}}$  выделяются четыре характерные режимные зоны. *Зона I – однофазная* ( $d_{\text{кап}} = 0$ ): фактически это наихудший режим работы теплообменника, так как при  $t_0 > 55$  °С охлаждение антифриза прекращается и производится его разогрев. *Зона II – начального охлаждения* ( $d_{\text{кап}} = 5...20$  г/кг с.в.): отличается небольшим количеством впрыскиваемой влаги, достаточной только для воздушно-испарительного охлаждения воздуха до фронта теплообменника. В итоге снижение температуры продувочного воздуха ниже 55 °С приводит: 1) к созданию режимов охлаждения антифриза во всей области параметров; 2) увеличению вклада конвективной составляющей до "порогового" значения  $Q_{\text{конв}}/Q_{\text{сум}} = 0,4...0,5$ . *Зона III – двухфазная* ( $d_{\text{кап}} > 20$  г/кг с.в.): дальнейший рост капельной влаги приводит к появлению воздушно-испарительного охлаждения в каналах теплообменника, что проявляется в виде нелинейного снижения  $Q_{\text{конв}}/Q_{\text{сум}}$  от "порогового" значения, пропорционального площади теплообменника, "захваченного" двухфазным теплоносителем. *Зона IV – насыщения* ( $d_{\text{кап}} > 40$  г/кг с.в.): проявляется в дос-

тижении предельного минимального состояния  $Q_{\text{конв}}/Q_{\text{сум}} = 0,2 \dots 0,35$ , зависящего от сочетания режимных параметров  $t_0$ ,  $G_{\text{в}}$ .

### ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Сравнение воздушно-испарительного охлаждения  $Q_{\text{исп}}$  с величиной конвективной теплоотдачи  $Q_{\text{конв}}$  представлено в виде безразмерного соотношения на рис. 2.9:

$$Q_{\text{исп}}/Q_{\text{конв}} = (Q_{\text{сум}} - Q_{\text{конв}})/Q_{\text{конв}} \quad (2.13)$$

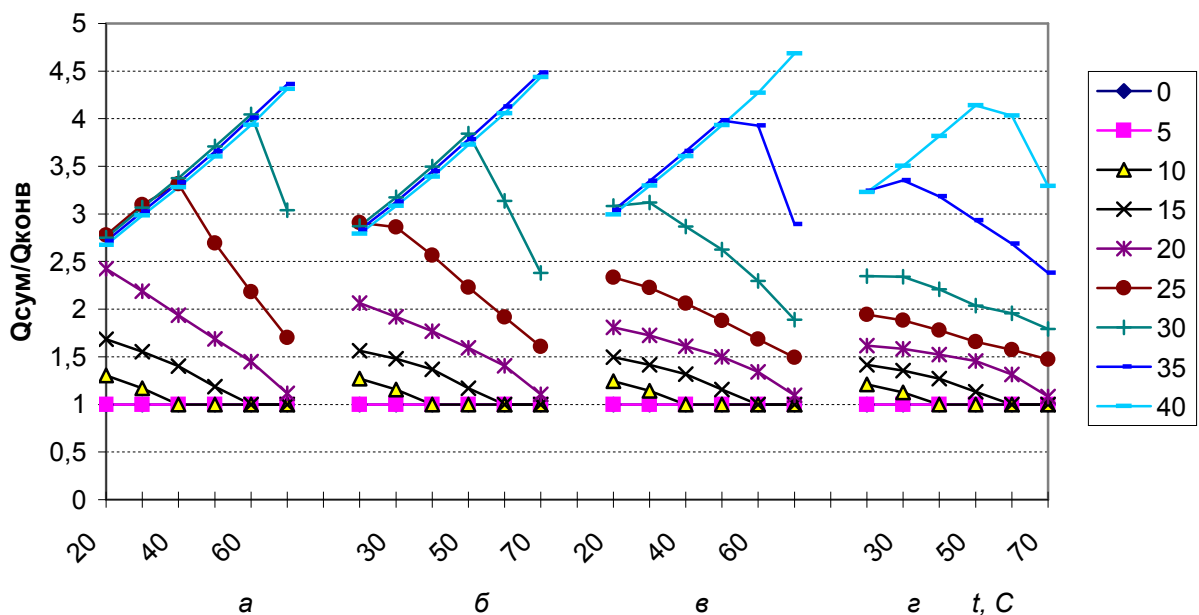


Рис. 2.9. Сравнение эффективности воздушно-испарительного охлаждения с конвективным теплообменом в теплообменнике: а –  $G_{\text{в}} = 3$  кг/с; б – 2 кг/с; в – 1 кг/с; г – 0,5 кг/с;  $d_{\text{кап}}$  – содержание капельной влаги на входе теплообменника: 1 – 0 г/кг с.в.; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 15; 5 – 20; 6 – 25; 7 – 30; 8 – 35; 9 – 40

*Зона II – начального охлаждения.* Поскольку основное испарение протекает до фронта теплообменника, внутри его наблюдаются незначительные "следы" воздушно-испарительного охлаждения в виде  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{конв}} < 50 \%$ , сходящие на нет при  $t_0 > 40$  °С. *Зона III – двухфазная.* По мере "проникновения" ВИО в каналы теплообменника наблюдается резкое повышение значений  $Q_{\text{исп}}/Q_{\text{конв}}$  в диапазоне 50...250 %. *Зона IV – насыщения.* В случае избытка капельной влаги (ВИО протекает по всей длине теплообменных каналов) достигается некоторая "предельная" эффективность ВИО в диапазоне 200...400 % от  $Q_{\text{конв}}$ . Другими словами, увеличение капельной влаги выше "предельной" практически бесполезно. Анализ диаграммы показывает, что "предельная" эффективность ВИО определяется практически одним парамет-



ром – уровнем температуры теплоносителя, при котором протекают процессы теплообмена. Чем температура выше, тем более эффективно применение ВИО. Например, при  $t < 30$  °С эффективность  $Q_{исп}/Q_{конв}$  не превышает 200 %, а в случае  $t > 50$  °С она становится уже более 350 %. В свою очередь уровень температуры определяется сочетанием начальной температуры и расхода воздуха.

### АБСОЛЮТНАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВОЗДУШНО-ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Сравнение суммарной охлаждающей способности ВИТ с конвективной составляющей представлено в виде безразмерного соотношения на рис. 7.2.10:

$$Q_{сум}/Q_{конв} = (Q_{исп} + Q_{конв})/Q_{конв} . \quad (2.14)$$

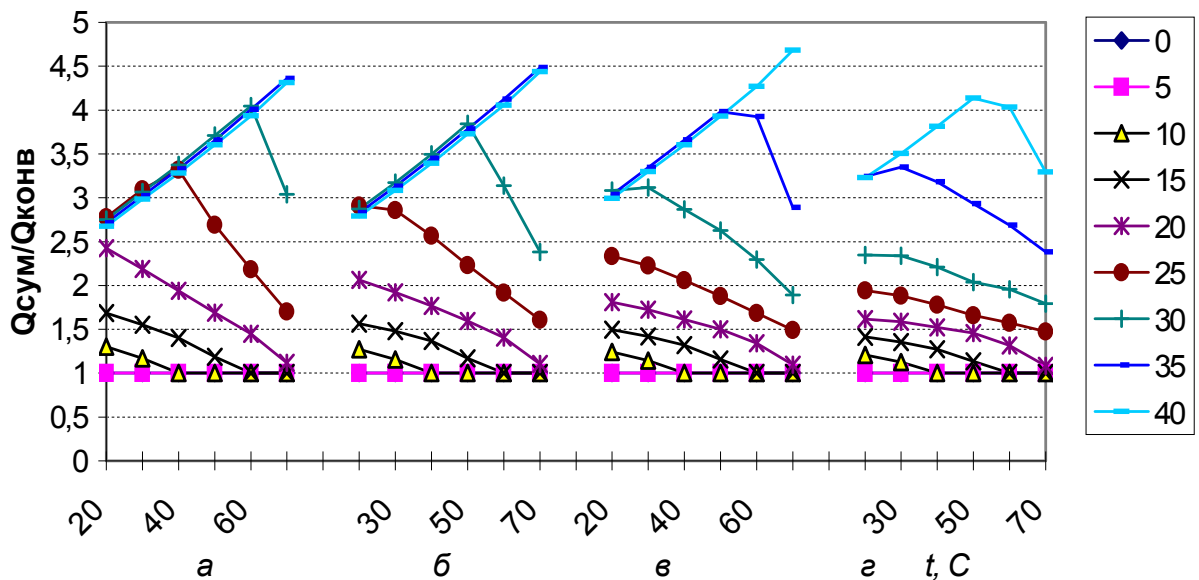


Рис. 2.10. Сравнение суммарной эффективности воздушно-испарительного охлаждения с конвективным теплообменом в теплообменнике: а –  $G_v = 3$  кг/с; б – 2 кг/с; в – 1 кг/с; г – 0,5 кг/с;  $d_{кап}$  – содержание капельной влаги на входе теплообменника: 1 – 0 г/кг с.в.; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 15; 5 – 20; 6 – 25; 7 – 30; 8 – 35; 9 – 40

В отличие от уравнения (2.13) представление результатов в виде  $Q_{сум}/Q_{конв}$  позволяет оценить эффективность применения двухфазного теплоносителя (совместного охлаждения конвективного и воздушно-испарительного) по сравнению с однофазным. Зона II – начального охлаждения. Несмотря на незначительную массу впрыскиваемой влаги (менее 2 % массы воздуха), достигается полуторакратное повышение охлаждающей способности теплообменника за счёт снижения начальной температуры воздуха. Зона III – двухфазная. "Внедрение" ВИО в каналы теплообменника позволяет

повысить эффективность охлаждения в 1,5...3,5 раза. Зона IV – насыщения. "Предельная" эффективность ВИО в исследованном диапазоне параметров достигает значений 300...500 % от  $Q_{\text{конв}}$ , т.е. создаёт условия для трех-, пятикратного увеличения отводимой мощности при неизменных габаритах теплообменника. Другим полезным эффектом является то, что наибольшая эффективность охлаждения реализуется именно на тех режимах, при которых однофазный теплоноситель вообще неэффективен: 1) в случае  $t_0 > 55 \text{ }^\circ\text{C}$ , когда вместо охлаждения производится нагрев рабочей жидкости; 2) в случае  $G_{\text{в}} < 1 \text{ кг/с}$ , когда однофазный теплоноситель не обеспечивает отбора расчётной тепловой мощности  $Q_{\text{расч}} = 30 \text{ кВт}$ .

### СУММАРНАЯ ОТВОДИМАЯ ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ

Окончательную оценку эффективности работы теплообменника при его воздушно-испарительном охлаждении целесообразно выполнить по суммарной мощности ВИТ в сравнении с расчётной тепловой нагрузкой первого контура  $Q_{\text{расч}} = 30 \text{ кВт}$ . Соответствующая обработка данных представлена на рис. 7.2.11:

$$Q_{\text{сум}}/Q_{\text{расч}} \cdot 100 \% = (Q_{\text{исп}} + Q_{\text{конв}})/Q_{\text{расч}} \cdot 100 \%, \quad (2.15)$$

где  $Q_{\text{расч}} = 30 \text{ кВт}$ .

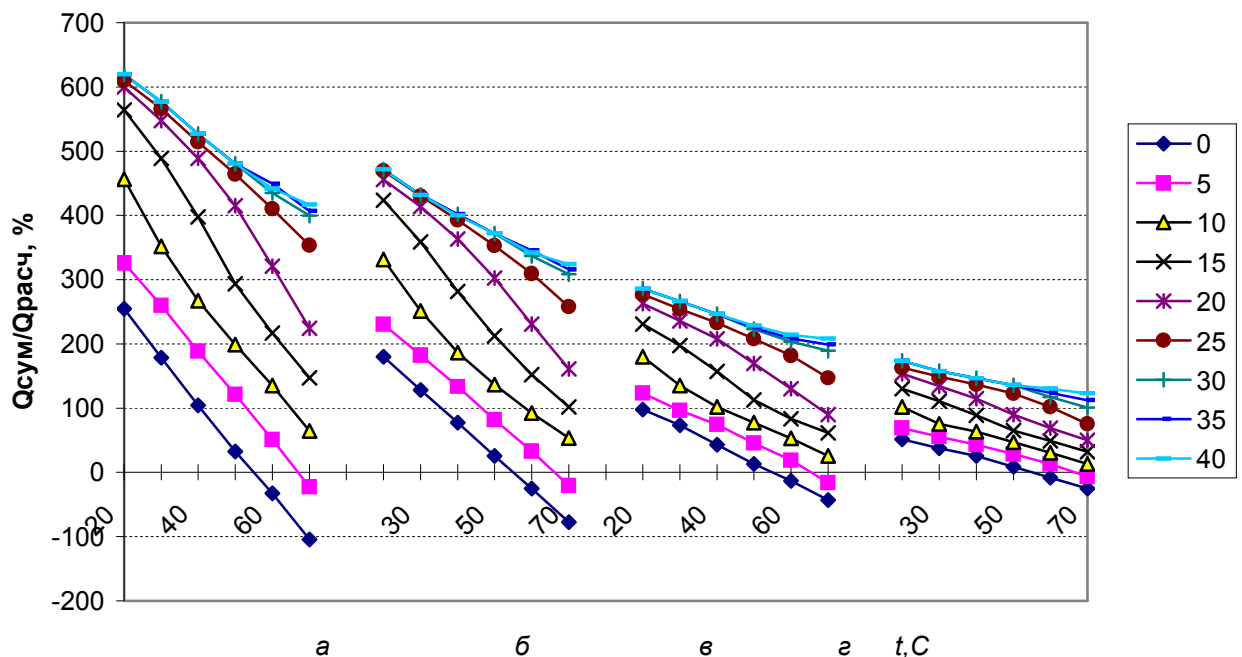


Рис. 2.11. Сравнение эффективности воздушно-испарительного охлаждения с расчётной охлаждающей мощностью теплообменника на сухом воздухе –  $Q_{\text{расч}} = 30 \text{ кВт}$ : а –  $G_{\text{в}} = 3 \text{ кг/с}$ ; б –  $2 \text{ кг/с}$ ; в –  $1 \text{ кг/с}$ ; г –  $0,5 \text{ кг/с}$ ;  $d_{\text{кап}}$  – содержание капельной влаги на входе теплообменника: 1 – 0 г/кг с.в.; 2 – 5; 3 – 10; 4 – 15; 5 – 20; 6 – 25; 7 – 30; 8 – 35; 9 – 40



Нижняя кривая соответствует охлаждающей способности теплообменника при работе на сухом воздухе ( $Q_{\text{исп}} = 0$ ). Фактически при расходе продувочного воздуха менее 1 кг/с на однофазном теплоносителе не обеспечивается расчётная мощность теплообменника  $Q_{\text{расч}} = 30$  кВт. Введение воздушно-испарительного охлаждения позволяет не только достигнуть требуемой охлаждающей способности, но и добиться увеличения мощности ВИТ на 30...70 % по сравнению с расчётной для самого худшего минимального расхода воздуха  $G_{\text{в}} = 0,5$  кг/с во всем диапазоне температур. В случае  $G_{\text{в}} = 1$  кг/с этот "запас" составляет 100...200 %. При дальнейшем увеличении расхода продувочного воздуха теоретически можно отвести в 3...5 раз больше тепла, чем 30 кВт, однако это экономически нецелесообразно.

Таким образом, скрытая теплота фазового перехода при испарении воды в количестве всего 1...4 % от массы продувочного воздуха позволяет на 300...500 % повысить охлаждающую способность теплообменного аппарата по сравнению с сухим воздухом без изменения габаритов и оребрения ВИТ.

### **3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПЕННО-ВИХРЕВОГО ВИТ**

#### **3.1. ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

Сложность процессов динамического взаимодействия фаз и тепломассообмена в пенно-вихревом слое затрудняет получение чисто расчётным путем необходимых для проектирования пенно-вихревых аппаратов (ПВА) геометрических характеристик. Большинство работ по данным аппаратам содержат постановку физических экспериментов и последующее обобщение результатов методами теории подобия. В настоящий момент это самый распространённый путь создания инженерных методик расчёта и проектирования ПВА.

Целью настоящей работы явилось экспериментальное исследование параметров тепло- и массообмена воздушно-испарительного охлаждения в разработанной компактной конструкции пенно-вихревого кондиционера (ПВК).

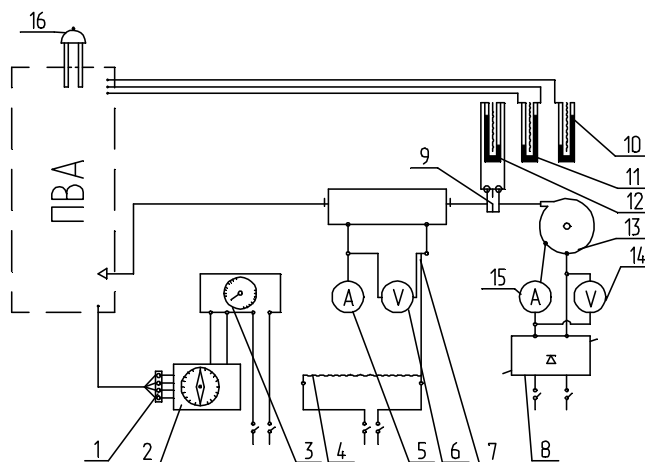


Рис. 3.1. Принципиальная схема энерго-измерительного стенда: 1 – разъём для подключения термопар; 2 – переключатель термопар; 3 – потенциометр, регистрирующий температуру; 4 – автотрансформатор для регулирования мощности обогревателя; 5, 15 – амперметры; 6, 14 – вольтметры; 7 – электрообогреватель для подогрева воздуха на входе ПВК; 8 – регулируемый выпрямитель; 9 – шайба для измерения расхода воздуха; 10, 11, 12 – дифманометры; 13 – вентилятор для подачи воздуха в ПВК; 16 – аспирационный психрометр

### СИСТЕМА ПОДГОТОВКИ ВОЗДУХА

Установка состоит из двух основных узлов: энергоизмерительного стенда и собственно ПВК.

Энергоизмерительный стенд (рис. 3.1) предназначен для подготовки исходного горячего воздуха заданных параметров и выполнения всех необходимых измерений.

Система подготовки представляет собой разомкнутый контур. Центробежный вентилятор 13 забирает воздух из помещения и нагнетает его в ПВК. Непосредственно за вентилятором размещена мерная шайба 9 с подключённым к ней дифманометром 12, регистрирующим расход воздуха. Далее в схеме расположен электрический обогреватель 7, нагревающий воздух до заданных параметров. Охлаждённый воздух после ПВК сбрасывается в помещение.

Измерительная схема стенда позволяет регистрировать электрическую мощность, подводимую к вентилятору и электрообогревателю. Температура подогретого исходного воздуха регистрируется термопарой, подключённой через переключатель 2 к потенциометру 3. Параметры воздуха на выходе ПВК регистрируют аспирационным психрометром 16. Гидравлическое сопротивление ПВК измеряют с помощью дифманометров 10, 11.

Система подготовки позволяет получать следующие исходные параметры воздуха: расход – 0,01...0,03 кг/с; температура – 15...100 °С, начальная влажность 20...80 %.

### КОНСТРУКЦИЯ ПЕННО-ВИХРЕВОГО АППАРАТА

В настоящей работе использовались два варианта конструкции ПВК (рис. 3.2).

Горячий воздух по патрубку 7 и разводящей улитке подводится к четырём тангенциальным соплам 4, создающим внутри рабочей камеры вращающийся вихрь ("торнадо"). За счет создаваемого разрежения в камеру поступает вода и формируется вращающийся пенно-вихревой "кипящий" слой 8, в

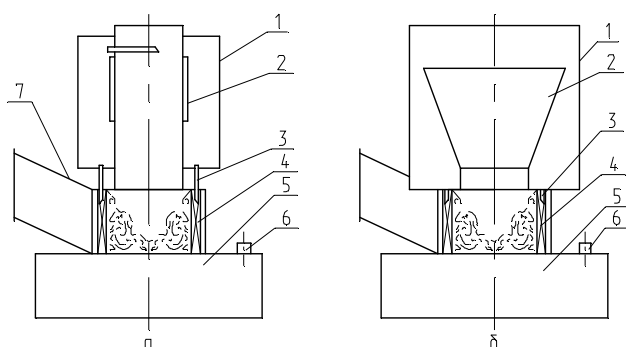


Рис. 3.2. Принципиальная схема ПВК: *а* – с закрытой осадительной камерой (тип 1); *б* – с открытой осадительной камерой (тип 2): 1 – осадительная камера; 2 – щелевая ловушка (разделитель потока); 3 – рециркуляционная трубка; 4 – тангенциальные сопла; 5 – бак с водой; 6 – заправочная горловина; 7 – патрубок с улиткой для подвода воздуха в ПВК; 8 – "кипящий" пенно-вихревой слой

поднимающейся по стенкам трубы. Снаружи трубы находится герметичная осадительная камера 1, в которой производится разделение газожидкостной смеси на две составляющие: воздух через рециркуляционную трубку возвращается на выход ПВК, а отделившаяся вода по рециркуляционным трубкам 3 возвращается в сопла 4.

*Открытая камера* (тип 2, рис. 3.2, б) представляет собой камеру 1 большого диаметра, внутри которой установлен конусообразный разделитель потока 2. Поднимающаяся по его стенкам газожидкостная смесь постепенно теряет свою кинетическую энергию и на верхнем срезе разделяется: капли отбрасываются на стенку 1, стекают вниз и по рециркуляционным трубкам возвращаются в сопла 4. Воздух из камеры 1 выходит в помещение.

Основная разница в конструкциях осадительных камер состоит в величине гидравлического сопротивления, создаваемого ими на выходе рабочей камеры. Закрытая ловушка имеет большее сопротивление, чем открытая. Од-

котором происходит испарение воды и охлаждение за счёт этого воздуха. Сверху рабочей камеры установлена осадительная камера (ловушка) для отделения увлекаемых воздухом капель жидкости.

В работе исследовались два варианта осадительной камеры.

*Закрытая камера* (тип 1, рис. 3.2, а) представляет собой трубу небольшого диаметра с прорезанными по её длине четырьмя щелевыми ловушками для отделения газожидкостной смеси, подни-





ной из целей экспериментального исследования и было определение количественной разницы величин гидравлического сопротивления ловушек разного типа.

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

С целью уменьшения систематических и случайных погрешностей эксперименты выполняли сериями по температуре воздуха. Первоначально (после включения вентилятора) задавалась мощность электрообогревателя до получения фиксированных температур на выходе стенда со значениями 20; 30; 40, 50 °С. На втором этапе с помощью регулировки мощности вентилятора устанавливали фиксированные значения перепадов давления на мерной шайбе со значениями 5; 10; 15; 20 мм вод. ст. При переводе по тарировочной зависимости мерной шайбы  $G = f(\Delta P)$  это соответствовало значениям массового расхода 0,0075; 0,014; 0,0175; 0,024 кг/с. После стабилизации входных и выходных параметров производилось измерение температур, перепадов давлений, электрической мощности. В итоге погрешность измерения температур и влажности на середине интервалов не превышала 2...5 %.

### 3.2. ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Последовательность гидравлического расчёта сведена в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Расчёт гидравлического сопротивления ПВК

№ п/п	Величина	Формула	I
1	Массовый расход воздуха $G$ , кг/с	По тарировочной зависимости $G = f(\Delta P)$	
2	Абсолютная температура воздуха	$T = t_{\text{вх}} + 273,15$	
3	Давление воздуха $P$ , Па	$P = B_0 \cdot 133,33$	
4	Поперечное сечение направляющего аппарата, $S_{\text{на}}$	$S_{\text{на}} = n h \delta = 4 \cdot 0,01 \cdot 0,03$	$1,2 \cdot 10^{-3}$
5	Поперечное сечение рабочей камеры аппарата, $S_{\text{рк}}$	$S_{\text{рк}} = \pi d^2 / 4 = \pi 0,06^2 / 4$	$2,8 \cdot 10^{-3}$
6	Плотность воздуха $\rho_{\text{возд}}$ , кг/м <sup>3</sup>	$\rho_{\text{возд}} = \frac{P}{RT}$	
7	Универсальная газовая постоянная $R$ , кДж/кг	$R = 287$	
8	Объёмный расход воздуха $W$ , кг/с	$W = G / \rho_{\text{возд}}$	
9	Начальная (приведенная) тангенциальная скорость $V_{\tau}$ , м/с	$V_{\tau} = W / S_{\text{на}}$	
10	Осевая скорость потока в рабочей камере $V_0$ , м/с	$V_0 = W / S_{\text{рк}}$	



11	Скоростной напор воздуха в направляющем аппарате	$\Delta P_{н.а} = \rho V_{\tau}^2 / 2$	
12	Коэффициент местного сопротивления $\xi$	$\xi = \Delta P_{ПВК} / \Delta P_{н.а}$	
13	Потери гидравлической энергии на ПВК $N_{гидр}$ , Вт	$N_{гидр} = g \Delta P_{ПВК} W$	
14	Электрическая мощность на вентиляторе $N_{вент}$ , Вт	$N_{вент} = UI$	

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПВК

Последовательность теплового расчёта сведена в табл. 3.2.

Таблица 3.2

#### Расчёт тепловой эффективности ПВК

№ п/п	Величина	Формула	I
1	Давление насыщения во входном воздухе $P_{н}$ , н/м <sup>2</sup>	$P_{н} = 610,76 \frac{7,5 t_{вх}^c}{237,5 + t_{вх}^c}$	
2	Относительная влажность на входе $\phi$	По психрометрической таблице	
3	Влагосодержание на входе $d_{вх}$ , кг/кг	$d_{вх} = 0,622 \frac{\phi P_{н}}{P - \phi P_{н}}$	
4	Давление насыщения в выходном воздухе $P_{н}$ , н/м <sup>2</sup>	$P_{н} = 610,76 \frac{7,5 t_{вых}^c}{237,5 + t_{вых}^c}$	
5	Относительная влажность на выходе $\phi$	По психрометрической таблице	
6	Влагосодержание на выходе $d_{вых}$ , кг/кг	$d_{вых} = 0,622 \frac{\phi P_{н}}{P - \phi P_{н}}$	
7	Количество испарившейся воды $g_{пар}$ , кг/с	$g_{пар} = G (d_{вых} - d_{вх})$	
№ п/п	Величина	Формула	I
8	Тепловой поток на испарение воды $Q_{и}$ , Вт	$Q_{и} = g_{пар} r$	
9	Тепловой поток на нагрев воды $Q_{н}$ , Вт	$Q_{н} = g_{пар} c_{pH_2O} (t_{вых}^M - t_{вхH_2O})$ , $c_{pH_2O} = 4200$ Дж/кг	
10	Тепловой поток на нагрев и испарение воды $Q_{\Sigma}$ , Вт	$Q_{\Sigma} = Q_{и} + Q_{н}$	

11	Тепловой поток, отведённый от воздуха в ПВК $Q_{\text{охл}}$ , Вт	$Q_{\text{охл}} = G c_p \text{возд} (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}^{\circ})$ , $c_p \text{возд} = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$	
12	КПД пенно-вихревого воздушно-испарительного кондиционера	$\eta_{\text{ПВК}} = Q_{\text{охл}} / N_{\text{вент}}$	

### ПРОВЕРКА ДОСТОВЕРНОСТИ

Достоверность результатов проверялась путём сравнения с экспериментальными данными, полученными для аналогичного ПВА в НИИхиммаше [11]. По своей конструкции (рис. 3.3) он наиболее близко соответствует исследуемым вариантам.

Пенно-вихревой слой формируется в рабочей вихревой камере с помощью тангенциальных щелей 8. Основные отличия состоят в конструкции влагоотделяющей осадительной камеры. В частности, их три: во-первых, рабочая камера "закрыта" сверху конусной крышкой 6, имеющей горловину 10; во-вторых, над горловиной 10 установлен сепарационный диск 11 для осаждения и отделения вылетающих капель жидкости; в-третьих, осадительная камера 1 сверху "закрыта" ещё одной крышкой с узкой горловиной 5. Таким образом, на выходе полезной рабочей камеры установлена осадительная камера, имеющая три достаточно "мощных" гидравлических сопротивления.

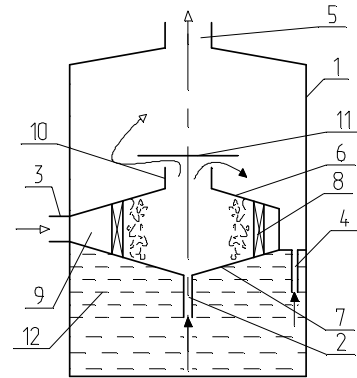


Рис. 3.3. Принципиальная схема ПВА НИИхиммаша: 1 – корпус; 2 – трубка для подвода жидкости; 3 – патрубок для подачи газа; 4 – трубка для слива жидкости; 5 – патрубок для отвода газа; 6 – верхняя крышка; 7 – нижняя крышка; 8 – барботажная решётка с тангенциальными щелями; 9 – улитка для закрутки газа; 10 – горловина; 11 – сепарационный диск; 12 – бак с жидкостью

Эксперименты на данной конструкции ПВА проводились на воде и хлороформе, их результаты представлены для сравнения на графиках. В целом полученные в настоящем исследовании данные достаточно точно качественно и количественно согласуются с результатами НИИхиммаша.

### 3.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПВК

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Первичные данные о гидравлических потерях на ПВК представлены на рис. 3.4. В случае ПВК с закрытой осадительной камерой при увеличении скорости в сопловом аппарате с 5 до 20 м/с наблюдается нелинейное увеличение потерь давления в диапазоне от 20 до 100 мм вод.ст. Замена на открытую осадительную камеру показала, что даже при увеличении диапазона скорости в сопловом аппарате до 30 м/с происходит абсолютное снижение потерь давления в два раза до диапазона 10...50 мм вод.ст.

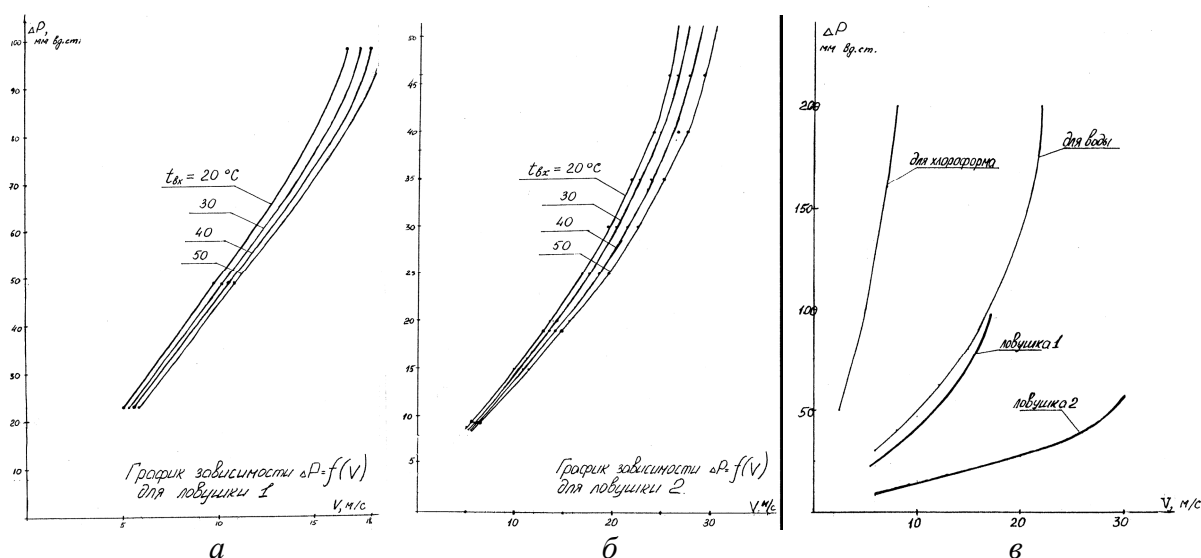


Рис. 3.4. Потери давления на ПВК: а – с закрытой осадительной камерой (тип 1); б – с открытой осадительной камерой (тип 2); в – сравнение с данными НИИхиммаша; 1 –  $t_{вх} = 20$  °С, 2 – 30 °С, 3 – 40 °С, 4 – 50 °С

В первом приближении можно считать, что в случае открытой осадительной камеры основная доля гидравлических потерь приходится собственно на работу вихревой камеры (полезные затраты). В итоге разница между потерями для первой и второй конструкций характеризует потери давления на работу закрытой осадительной камеры. Таким образом, получаем, что затраты на отделение капель от воздуха достигают 50...60 % от общих на ПВК первого типа.

Сравнение с данными НИИхиммаша подтверждает этот вывод. Применение для отделения капель более сложной конструкции осадительной камеры увеличивает потери давления ПВА ещё в два раза: при скорости в щелевом сопле чуть больше 20 м/с они достигают уже 200 мм вод.ст. Таким образом, затраты на отделение капель из воздуха для ПВА НИИхиммаша достигают 80...90 % общих потерь давления. Из сравнения можно заключить, что: во-первых, наибольшие потери энергии на работу ПВА приходятся на отделение капель; во-вторых, изменяя конструкцию осадительной камеры, можно существенным образом снизить потери давления в ПВА; в-третьих, усовер-

шенствованием конструкции ПВА можно значительно повысить его эффективность и экономичность.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ЭФФЕКТА

Первичные данные о тепловой мощности, отводимой от горячего воздуха в ПВК, представлены на рис 3.5.

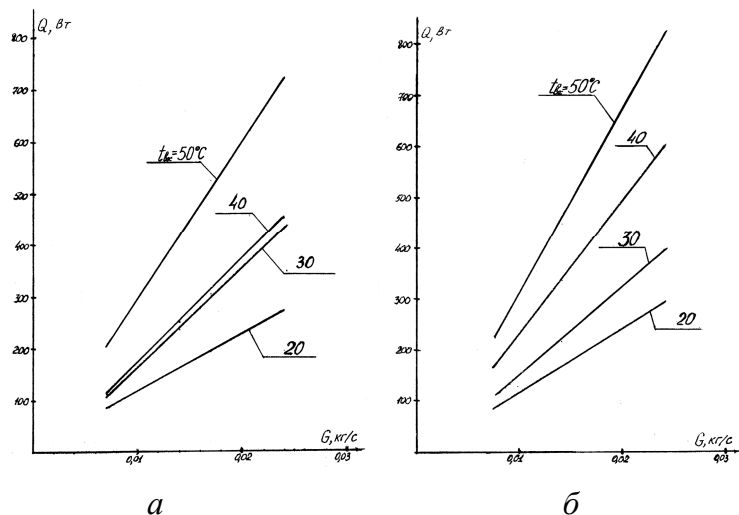


Рис. 3.5. Тепловая мощность, отводимая от горячего воздуха в ПВК: а – с закрытой осадительной камерой (тип 1); б – с открытой осадительной камерой (тип 2); 1 –  $t_{вх} = 20$  °С, 2 – 30 °С, 3 – 40 °С, 4 – 50 °С

В случае ПВК с закрытой осадительной камерой при повышении расхода горячего воздуха с 0,01 до 0,025 кг/с линейно увеличивается отводимая тепловая мощность. Причём охлаждающий эффект нелинейным образом зависит от начальной температуры горячего воздуха. Например, при повышении начальной температуры с 20 до 50 °С отводимая тепловая мощность фактически уве-

личивается в 2...3 раза: от 100...250 Вт до 200...750 Вт. Замена на открытую осадительную камеру показала, что в целом эффективность охлаждения осталась примерно на том же уровне. Однако при этом наблюдается некоторое повышение эффективности охлаждения (на 15...20 %) при верхних границах расхода воздуха. В частности, при изменении начальной температуры с 20 до 50 °С охлаждающий эффект вырос с 100...300 Вт до 200...850 Вт. Наибольшее влияние и в данной конструкции приходится на начальную температуру воздуха. Таким образом, получаем, что изменение конструкции осадительной камеры незначительно сказывается на тепловой эффективности ПВК, хотя для некоторого диапазона расхода и имеет важное значение.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Наиболее наглядно тепловую эффективность ПВК можно проследить на диаграмме (рис. 3.6).

**Температуры на выходе ПВК.** Данные по выходным температурам показывают, что в случае повышения начальной температуры воздуха с 20 до 50 °С температура на выходе ПВК составляет 12 ... 27 °С соответственно, т.е. перепад температуры в ПВК возрастает со значения порядка 8 °С до значений



20...25 °С. Из диаграммы видно, что наибольшее влияние на тепловую эффективность ПВК оказывают два обстоятельства. Во-первых, это значение относительной влажности горячего воздуха: с ростом температуры наблюдается её нелинейное снижение с 45 до 20...25 %, что резко повышает диффузионный напор и эффективность процесса испарения. Во-вторых, это значение исходной абсолютной влажности: чем она больше, тем меньше влаги может испариться в воздух и выше будет величина адиабатной температуры процесса испарения.

**Адиабатный КПД.** Данные по адиабатному КПД показывают, что при переходе на более высокие температуры в диапазоне 20 ... 50 °С происходит

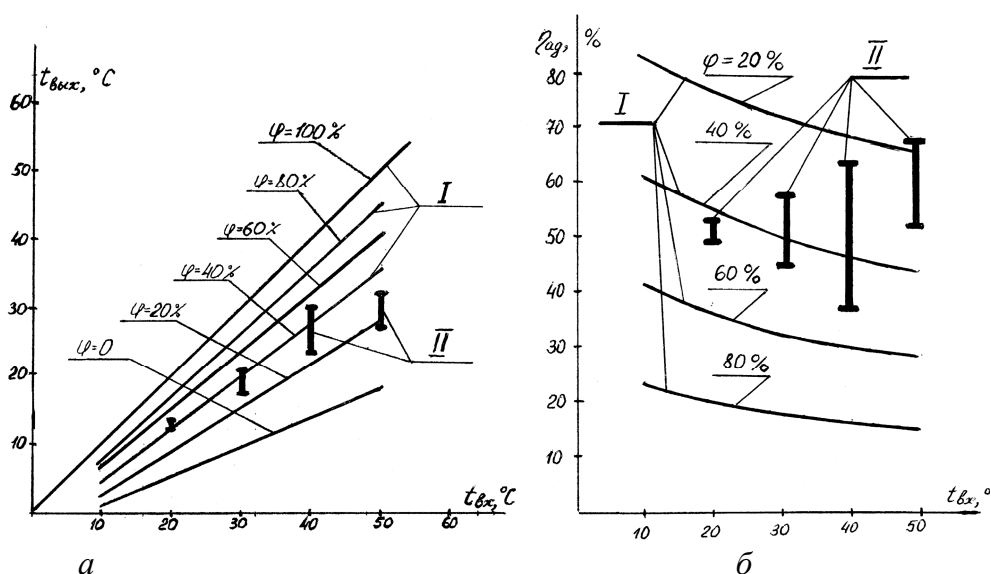


Рис. 3.6. Тепловая эффективность в ПВК: *а* – значения выходной температуры; *б* – значения адиабатного КПД; *1* -  $\varphi_{вх} = 100\%$ , *2* – 80 %, *3* – 60 %, *4* – 40 %, *5* – 20 %, *6* – 0 %; *I* – расчёт, *II* – экспериментальные точки ПВК обеих конструкций

рост КПД с 40 до 70 %. Поскольку фактически КПД представляет собой отношение реального перепада температуры в ПВК к идеальному (при нулевой начальной влажности), с физической точки зрения он является мерой доли скрытой теплоты фазового перехода, приходящейся на процесс испарения. Таким образом, повышение эффективности ПВК на более высоких температурах напрямую связано с ростом доли скрытой теплоты фазового перехода.

**Эквивалентный КПД.** Немаловажное значение для оценки эффективности ПВК имеет сравнение достигаемого охлаждающего эффекта с реальными затратами мощности на продувку ПВК. Соответствующий этому понятию эквивалентный КПД показан на рис. 3.7.

Физический смысл эквивалентного КПД можно наглядно проследить при сравнении его значений для фреонового и воздушно-испарительного циклов охлаждения:

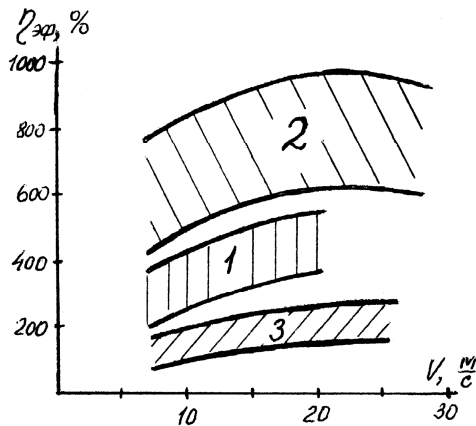


Рис. 3.7. Эквивалентный КПД ПВК: 1 – с закрытой осадительной камерой (тип 1); 2 – с открытой осадительной камерой (тип 2); 3 – ПВА НИИХиммаша

$N_{\text{ВЕНТ}}$ , прокачивающего охлаждаемый воздух через теплообменник испарителя. Львиная доля затрат приходится на  $N_{\text{КОМП}}$ , являющуюся в данном случае платой за реализацию искусственного процесса холодильного фреонового цикла. Значения эквивалентного КПД при этом составляют 20...30 %.

*КПД воздушно-испарительного цикла* (уравнение 3.2). Во втором случае затраты энергии состоят из одного компонента  $N_{\text{ВЕНТ}}$  – мощности, необходимой для прокачивания рабочей вихревой и вспомогательной осадительной камер. Второй компонент  $N_{\text{КОМП}}$  превращается в нуль, так как охлаждение осуществляется за счёт естественного природного процесса испарения воды, не требующего затрат энергии ("платы") для его реализации. В итоге эквивалентный КПД, как правило, у большинства ВИТ всегда больше 100 %. Дополнительным преимуществом также является и экологическая чистота технологического процесса испарения воды: вредные вещества отсутствуют.

Из трёх сравниваемых конструкций максимальным эквивалентным КПД обладает ПВК с открытой осадительной камерой: при изменении скорости воздуха в соплах с 10 до 30 м/с он составляет 600 ... 1000 %, т.е. полезный охлаждающий эффект в 6...10 раз превышает затраты энергии, необходимые на преодоление гидравлического сопротивления рабочей вихревой камеры. Использование закрытой осадительной камеры практически в два раза снижает эквивалентный КПД до значений 300...500 %. Наихудшими данными обладает ПВА НИИХиммаша: у него соотношение полезного эффекта и затрат падает до 100...200 %. Таким образом, конструкция ПВА в наибольшей степени сказывается на значении эквивалентного КПД воздушно-испарительного охлаждения. При создании и разработке оптимальной конструкции ПВА он может приближаться по эквивалентному КПД к капиллярно-пористым ВИТ, обладая при этом лучшей тепловой эффективностью и меньшими габаритами.

$$\eta_{\text{ЭКВ}} = \frac{Q_{\text{ОХЛ}}}{N_{\text{КОМП}} + N_{\text{ВЕНТ}}}, \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{ЭКВ}} = \frac{Q_{\text{ОХЛ}}}{N_{\text{ВЕНТ}}}. \quad (3.2)$$

*КПД фреонового цикла* (уравнение 3.1). В первом случае затраты энергии состоят из двух компонентов. Во-первых, это мощность, необходимая для работы компрессора  $N_{\text{КОМП}}$ : затраты на прокачивание пара по испарителю, жидкости по конденсатору и сжатие пара в компрессоре. Во-вторых, это мощность вентилятора