Библиотека СОК

Методика расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата в помещениях плавательных бассейнов

Спецвыпуск проектировщику. *Антонов П.П.*

За последние годы значительно возросли темпы строительства и реконструкции частных коттеджей, домов элитной застройки, спортивных и оздоровительных центров с устройством в них закрытых плавательных бассейнов. К сожалению, предусматриваемые для помещений бассейнов инженерные решения по созданию в них требуемого температурно-влажностного режима зачастую не дают желаемых результатов.

Низкая эффективность предусматриваемых технических решений объясняется как экономией средств в процессе строительства, так и отсутствием методической литературы по расчету и проектированию систем обеспечения микроклимата (СОМ) в помещениях закрытых плавательных бассейнов различного назначения. Недостаточное внимание к вопросам обеспечения микроклимата при строительстве и реконструкции помещений бассейнов приводило к негативным последствиям в процессе их эксплуатации: активной конденсации влаги на ограждающих конструкциях, образованию грибковой плесени, коррозии металлических и гниению деревянных конструкций, несоблюдению санитарно-гигиенических условий по температуре, влажности и подвижности воздуха в зоне нахождения людей.

Следует отметить, что помещения закрытых плавательных бассейнов относятся к категории помещений с влажным режимом, имеющим свои отличительные особенности при формировании в них тепловых и влажностных потоков, определяющих выбор того или иного технического решения по обеспечению требуемых санитарно-гигиенических условий. Процесс формирования тепло-влажностного режима в таких помещениях представлен на схеме (рис. 1) и может быть описан следующей системой уравнений теплового и влажностного балансов:

$$Q_{огр.}+Q_{исп.}+Q_{осв.}+Q_{л.}+ Q_{от.}+Q_{пр}=Q_{уд},$$

$$W_{исп.}+W_{л.}+W_{пр.}=W_{уд}. \quad (1)$$

Рассмотрим особенности каждой из составляющих, влияющих на формирование тепло-влажностного режима.

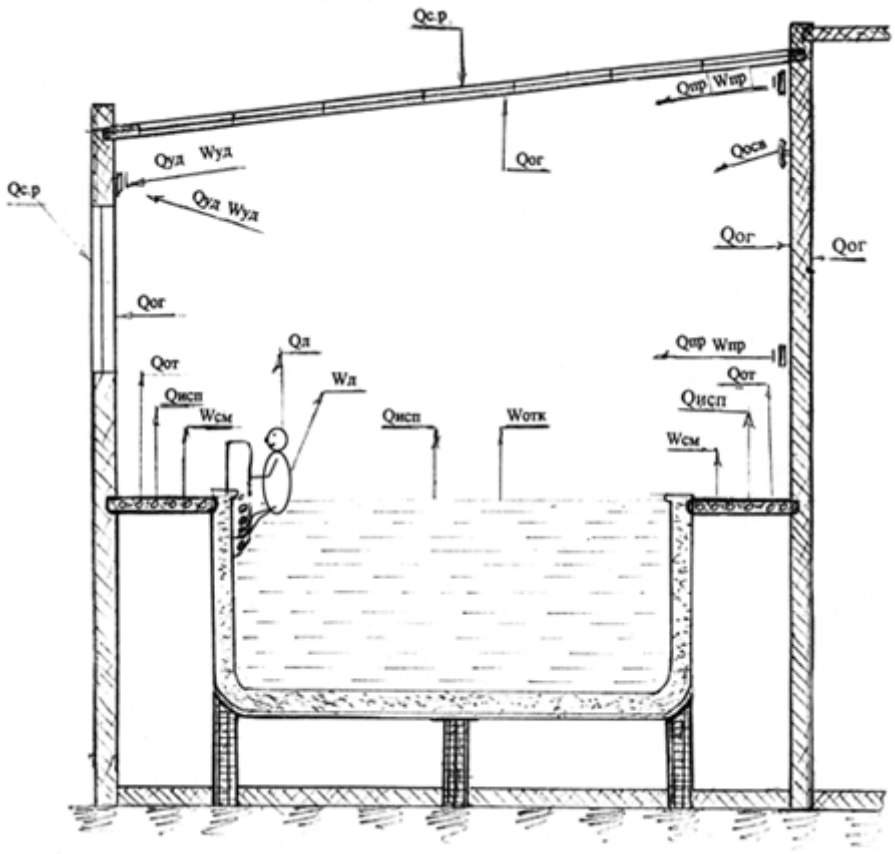


Рис. 1

Интенсивность теплового потока через ограждающие конструкции (Qогр) является функцией температуры и влажности наружного и внутреннего воздуха, температуры на внутренней поверхности ограждающих конструкций и теплофизических характеристик соответствующего ограждения, то есть.

Qогр=f(tн, tв, Iн,φв,tог,Rог), (2)

где tн, Iн — расчетные зимние температура и теплосодержание наружного воздуха принимаются в соответствии со СНиП 2.01.01.82. с учетом тепловой инерции здания, табл. 5* СНиП 11-3-79**;

tв — расчетная температура внутреннего воздуха для помещений плавательных бассейнов принимается в соответствии со СНиП 2.08.02- 89* на 1–2°С выше температуры поверхности воды в бассейне. При этом температуру поверхности воды в бассейне необходимо поддерживать на уровне 26–28°С, а в лечебных бассейнах на 4–8°С выше. Таким образом, нормируемая температура воздуха в бассейнах — 27–30°С.

Rог — требуемое сопротивление теплопередаче, м2•°С/Вт, характеризующее степень тепловой защиты ограждающей конструкции, определяется по формуле:

Ro = n•(tв-tн)/(tв-tог)•Lв (3)

n — коэффициент, зависящий от ориентации ограждения относительно наружного воздуха, принимается по табл. 3 СниП 11-3-79**;

Для помещений плавательных бассейнов температурный перепад (tв - tог) является определяющим параметром, не допускающим выпадение конденсата и увлажнения материала конструкций, где температура внутренней поверхности ограждающих

конструкций (tог) должна быть на 1–2°С выше температуры точки росы (tр) при нормируемых значениях температуры и относительной влажности внутреннего воздуха.

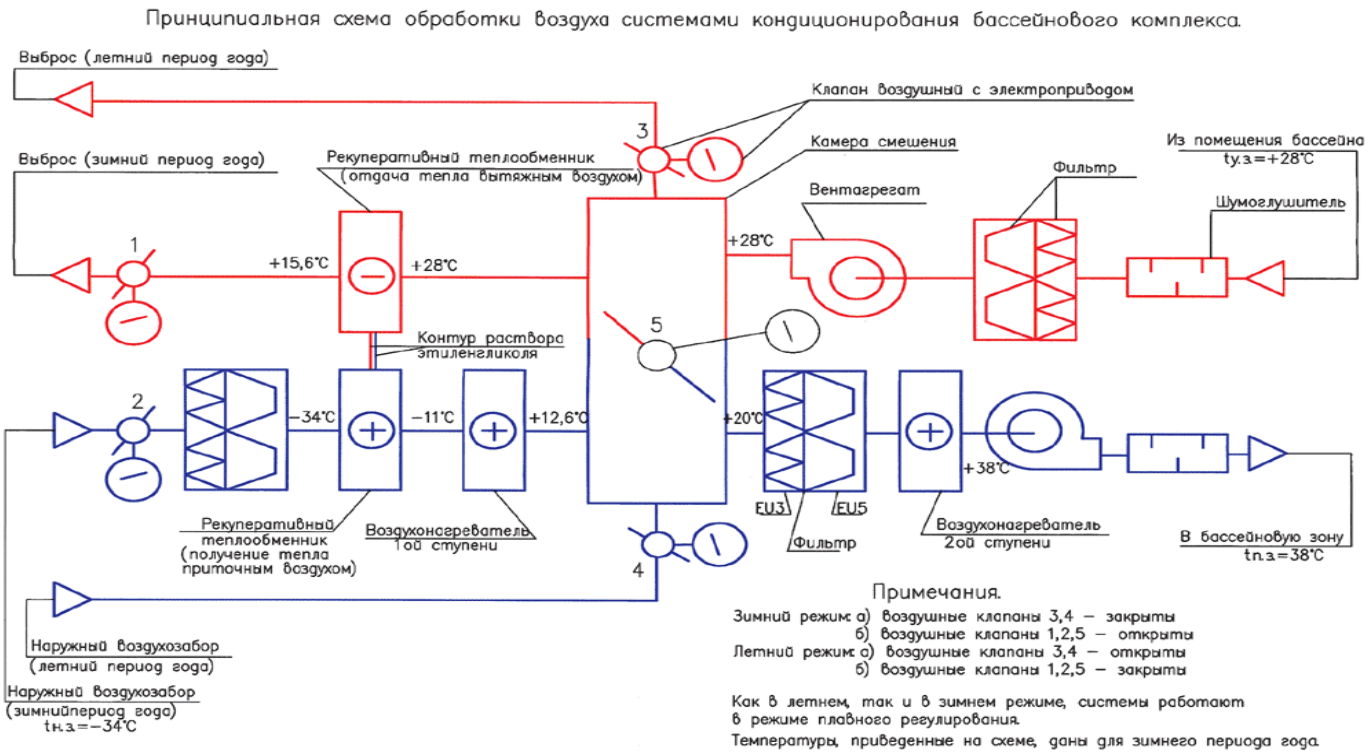


Рис. 2

Нормируемая относительная влажность внутреннего воздуха (φв) в помещениях плавательных бассейнов принимается в соответствии со СниП 2.08.02-89* равной 50–65%, но конкретное ее значение в каждом отдельном случае диктуется степенью защиты ограждающих конструкций.

Исходя из рассчитанного значения требуемого сопротивления теплопередаче (Ro) определяется термическое сопротивление соответствующей ограждающей конструкции (Rк), по которому подбирается материал и толщина конструктивных слоев ограждения с учетом коэффициента теплопроводности материала соответствующего слоя (λ, Вт/м•°С):

b= Rк•λ= (Ro- 1/Lв- 1/Lн)•λ (4)

где Lв и Lн — соответственно коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхностях ограждений (Вт/м2•°С).

Принятые на основе расчета по холодному периоду года конструктивные решения должны быть проверены на условия теплоустойчивости в теплый период года с учетом допустимой амплитуды колебаний температуры внутренней поверхности ограждений в соответствии с разделом 3 СниП 11-3 79**.

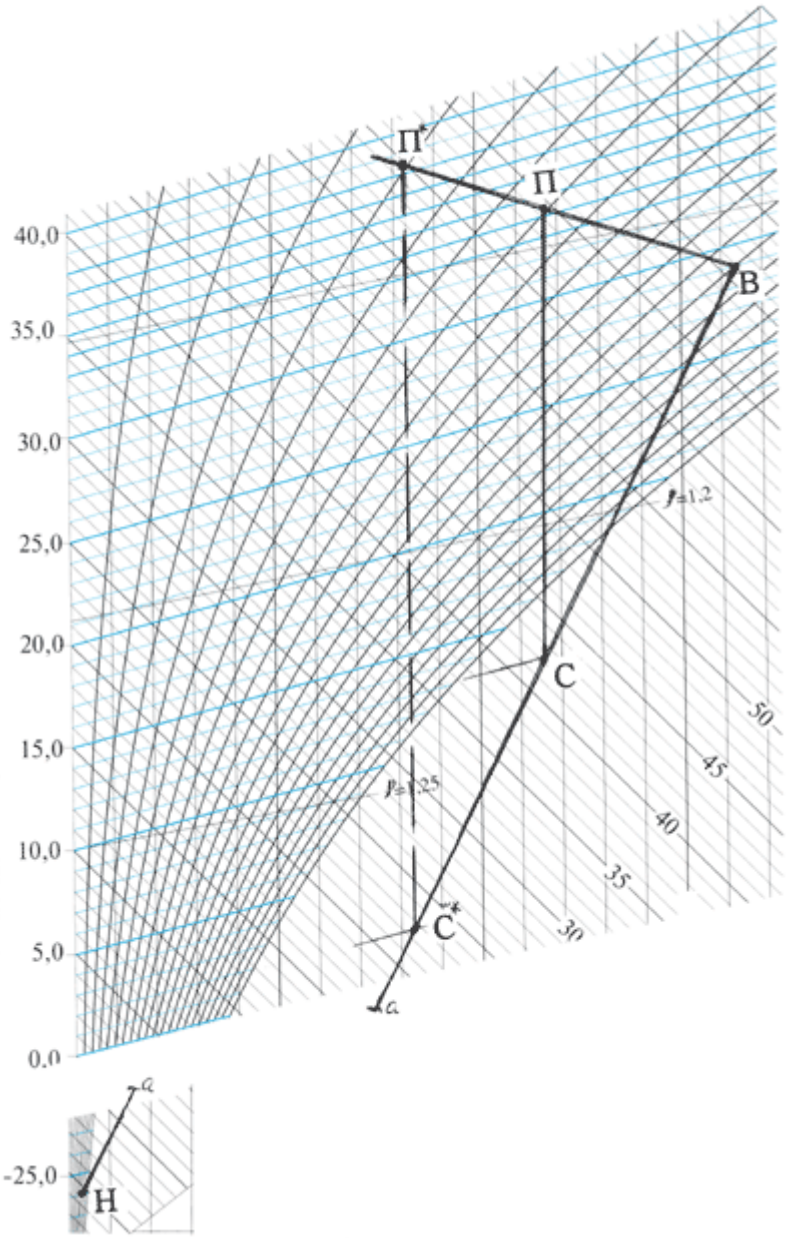


Рис. 3

При устройстве входа в помещение бассейна со стороны наружного воздуха выбор конструкции входных дверей должен исключать инфильтрацию, при этом требуемое сопротивление теплопередаче наружных дверей (Rдв) должно быть не менее 0,6 Ro.ст.

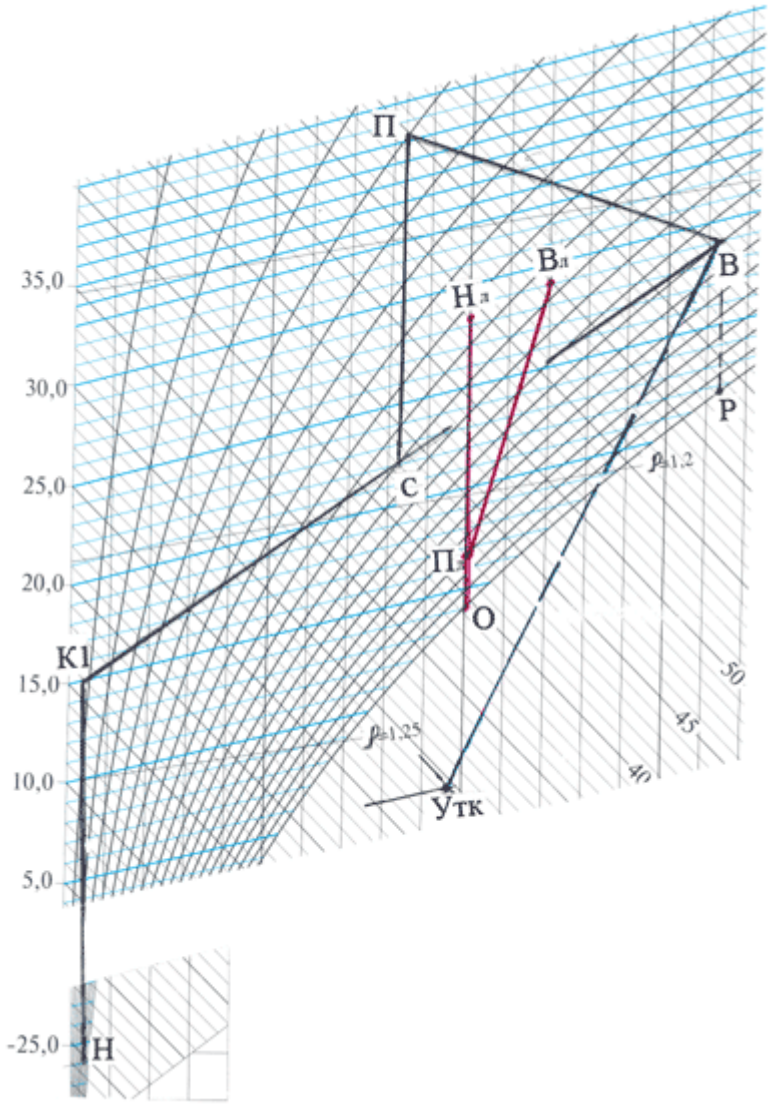


Рис. 4

После окончательного выбора конструктивных решений (или уточнения фактических значений сопротивлений теплопередаче строительных конструкций реконструируемых зданий) рассчитывается суммарное значение теплового потока, теряемого в холодный и поступающего в теплый периоды года через строительные ограждения:

Qог = 1/Rог•(tв- tн)•Fог, (5)

где Fог — площадь соответствующей ограждающей конструкции, м2.

Количество теплоты, поступающее в теплый период года с учетом теплопоступлений от солнечной радиации через светопрозрачные ограждения, зависит от их ориентации и теплофизических характеристик и рассчитывается по методике, изложенной в Справочнике проектировщика часть 11. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Стройиздат 1978г.:

Qогл=(q’•F’ог+q’’•Fог’’)•Котнп+(tн-tв)•Fог/Rог (5’)

где q’, q’’ — соответственно тепловые потоки через облученную и необлученную солнечной радиацией поверхности ограждающих конструкций, Котн.п — коэффициент относительного проникания солнечной радиации.

Количество теплоты (Qи, Вт), поступающее в помещение с испаряющимся потоком влаги (Wи), определяется из выражения:

Qи = 0,68•(Wи+Wл) (6)

где Wи — суммарное количество влаги (г/ч), испаряющейся с открытой водной поверхности зеркала бассейна и со смоченных поверхностей, прилегающих к водному зеркалу определится из выражения:

Wи= wотк•Fотк + wсм•Fсм, (7)

где wотк wсм — f(tв, fв, Рв Рнас,Vвп.,А) — интенсивность испарения влаги в условиях температурно-влажностного режима закрытых плавательных бассейнов в основном зависит от разницы парциальных давлений водяного пара при нормируемых значениях температуры и влажности внутреннего воздуха (Рв) и при полном его насыщении(Рнас) при температуре воды в бассейне (tw).

На интенсивность испарения влаги значительное влияние оказывает скорость движения воздуха над поверхностью воды (Vв.п.), а также состояние водного зеркала при различной активности купающихся — (А).

Нормируемая подвижность воздуха в зоне нахождения людей и над поверхностью воды составляет 0,15–0,2 м/с.



Рис. 5

По активности использования бассейнов их можно разделить на: лечебные бассейны (теплые ванны) с неподвижной открытой водной поверхностью, небольшие частные бассейны с ограниченным временем использования, общественные бассейны (в том числе отелей) для отдыха с нормальной активностью купающихся, спортивные бассейны, бассейны для отдыха и развлечений и, наконец, аквапарки с несколькими видами бассейнов со значительным волнообразованием и водными горками.

Используемое в отечественной практике проектирования выражение для опре деления количества влаги, испаряющееся с открытой не кипящей водной поверхности (формула

2.59 "Справочник проектировщика часть11. Вентиляция и кондиционирование воздуха"), не учитывает условий испарения при активной барбатации воды в бассейнах с различной активностью купающихся, при образовании искусственных волн и так далее.

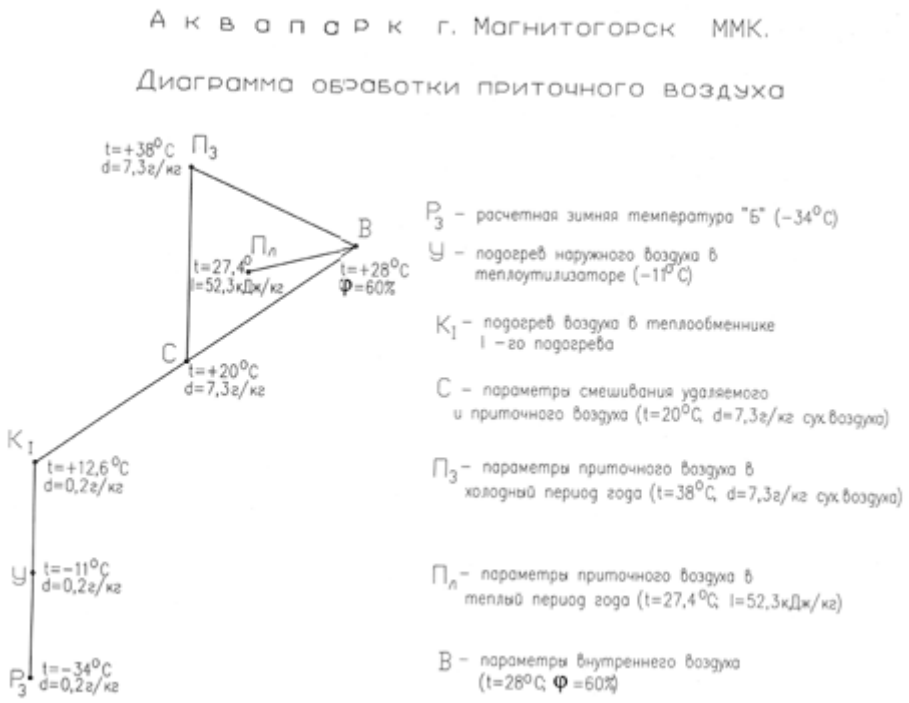


Рис. 6

Эмпирические зависимости, рекомендуемые финскими (8) и немецкими специалистами (9,10) наиболее полно учитывают изменения условий испарения влаги в закрытых бассейнах с различной активностью купающихся:

Wотк=A•δ•(dм-d1)/1000•Fотк (8)

Wотк = e•(Pw-P1)/1000•Fотк (9)

Wотк={0,118+[0,01995•A•(Pw-P1)/1,333]}•Fотк (10)

где Wотк — количество влаги, испаряющейся с открытой водной поверхности плавательного бассейна, кг/час, F — площадь открытой водной поверхности, м2, δ= (25 + 19 • Vп.в) — коэффициент испарения, кг/м2•ч•кг влаги, Vп.в — скорость воздуха над поверхностью воды, dw, dl — соответственно, влагосодержание насыщенного воздуха и воздуха при заданной температуре и влажности (г/кг сухого воздуха), Pw, Pl — давление водяных паров насыщенного воздуха при температуре воды в бассейне и при заданных температуре и влажности воздуха, е — эмпирический коэф. равный: 0,5 — для закрытых поверхностей бассейна, 5 — для неподвижных открытых поверхностей бассейна, 15 — небольших частных бассейнов с ограниченным временем использования, 20 — для общественных бассейнов с нормальной активностью купающихся, 28 — для больших бассейнов для отдыха и развлечений, 35 — для аквапарков и значительным волнообразованием; А — коэффициент занятости бассейна людьми:1,5 — для игровых бассейнов с активным волнообразованием, 0,5 — для больших общественных бассейнов, 0,4 — для бассейнов отелей, 0,3 — для небольших частных бассейнов.

Сравнительные расчеты, проведенные по вышеуказанным формулам, показывают на значительное расхождение в количестве испаряющейся влаги при одних и тех же условиях.

Так, при температуре воды 26°С, температуре воздуха 28°С, относительной влажности 60% и подвижности воздуха 0,2 м/с; для плавательного бассейна с нормальной активностью купающихся и площадью бассейна 354 м2, количество испаряющейся влаги составит соответственно: 107(8), 72.5(9), 68.3(10) кг/ч. Как показывает практика, результаты полученные для указанных условий по формуле (9) и (10) — более точные. Количество влаги, рассчитанное по финской методике (8) сильно завышено для такого типа бассейнов и более подходит для условий игровых бассейнов.

Наиболее универсальной является формула (9), в которой эмпирический коэффициент "e" дает возможность учесть и наиболее высокую интенсивность испарения в бассейнах с активными играми, горками и значительным волнообразованием, а также и в малых индивидуальных плавательных бассейнах. Использование нами этой методики при разработке и реализации технических решений систем вентиляции ряда объектов дало высокие результаты. Практически во всех случаях объем воздуха, рассчитанный по этому выражению, обеспечивал требуемый температурно-влажностный режим помещении бассейнов в течение всех периодов года.

Для подсчета количества влаги, испаряющейся со смоченных поверхностей пола справедливо выражение:

$W_{см} = 0{,}006 \cdot (t_в - t_м) \cdot F_{см}$ (11)

Поверхность испарения Fсм определяется в процентном отношении к открытой водной поверхности и принимается равной 20–40% открытой водной поверхности. Причем, чем больше площадь водного зеркала бассейна, тем меньше процент.

Теплопоступления и влагопоступления от купающихся могут быть подсчитаны по формулам:

$Q_л = n \cdot q_л$, (12),

$W_л = n \cdot w_л$ (13),

где qл — количество теплоты (Вт) и wл — количество влаги (г/час) принимаются при условиях легкой физической работы для нормируемых температурно-влажностных параметров в помещениях бассейнов равными: qл — 132 Вт/час, wл — 225 г/час.

Тепловыделения от приборов освещения определятся из выражения:

$Q_{осв} = n \cdot N_{осв}$ (14)

где Nосв — установочная мощность приборов освещения (Вт), n — коэффициент перехода электрической энергии в тепловую принимается для ламп накаливания — 0,92; для люминисцентных ламп- 0,55; для подвесных вентилируемых потолков — 0,65; для подвесных вентилируемых потолков и вытяжкой через плафоны — 0,5.

В помещениях ванн бассейнов, как правило, проектируется система вентиляции, совмещенная с отоплением. Поэтому при таких схемах составляющая Qот в балансовом уравнении, рассчитываемая из условия компенсации теплопотерь через ограждающие конструкции, не учитывается. Исключение составляют дополнительно предусматриваемые источники теплопоступлений как например обогреваемые полы, витражи, дежурное отопление и другое.

Теплопоступления и влагопоступления с приточным воздухом (Qпр) и (Wпр) определяется из выражений:

Qпр = Gпр•Iпр (15),

Wпр = Gпр•dпр (16)

Количество удаляемой теплоты (Qуд) и влаги (Wуд) вентиляционным (вытяжным) воздухом определяется из выражения:

Qуд = Gуд•Iуд (17); Wуд = Gуд•dуд (18)

где Gпр, Gуд — соответственно количество приточного и удаляемого воздуха приточно-вытяжной вентиляцией, кг/час; Iпр, Iуд — теплосодержание приточного и удаляемого воздуха кдж (ккал.) на кг. воздуха; dпр, dуд — влагосодержание приточного и удаляемого воздуха г/кг сухого воздуха.

Перечисленные параметры являются определяющими при расчете производительности вентиляционного оборудования по воздуху, теплу и холоду, а также при выборе принципиально-технологической схемы автоматического регулирования.

Одним из основных параметров СОМ является минимально требуемое количество наружного воздуха (Gпр), которое определяется из условия удаления избытков влаги, то есть:

Gпр = W/(dв - dн) (19)

Величина влагосодержания внутреннего воздуха (dв) определяется по "I-d" диаграмме влажного воздуха в соответствии с нормируемыми значениями температуры (tв) и влажности (fв). Величина влагосодержания наружного воздуха (dн) определяется по "I-d" диаграмме влажного воздуха в соответствии с расчетными значениями (параметры "Б" для холодного и теплого периодов года — СНиП 2.04.05.91) температуры (tн) и теплосодержания (Iн).

Рассчитанная по влаге величина воздухообмена не должна быть ниже нормируемых минимальных значений по объему помещения закрытого бассейна, которая в соответствии со СНиП 2.08.02.89 принимается равной 3–5 кратному объему в час. Причем, большая величина относится к объему вытяжной системы вентиляции.

Вторым определяющим параметром СОМ является ее теплопроизводительность (Qв) кВт, то есть, количество теплоты, которое необходимо затратить на нагрев количества наружного воздуха (Gпр) до температуры приточного воздуха (tпр):

Qв = 0,278•Gпр(tпр-tн) (20),

где — (tпр) определяется по "I-D" диаграмме влажного воздуха как точка пересечения линии постоянного влагосодержания наружного воздуха (dн) с лучом процесса :

(E=Qоб/W) (21),

где — Qоб — избытки общего тепла в помещении в соответствии с балансовым уравнением без учета количества теплоты, поступающей с приточным воздухом (Qпр).

Здесь необходимо отметить основную особенность при выборе принципиальной технологической схемы приточно-вытяжной вентиляции бассейнов. Дело в том, что воздухообмен для различных периодов года подвержен значительному изменению из-за резкого увеличения градиента перепада влагосодержания внутреннего и наружного воздуха в холодный период года в сравнении с теплым периодом. С учетом указанной особенности, максимальное(определяющее выбор вентиляционной установки по

воздухопроизводительности) количество приточного воздуха требуется в теплый период года. Естественно, подавать такое количество наружного воздуха в холодный период года нерационально, так как это приводит к значительному перерасходу тепла на его нагрев и к резкому снижению влажности внутреннего воздуха.

Для обеспечения в холодный период нормируемых условий микроклимата в бассейне и экономии топливно-энергетических ресурсов вентиляционные установки проектируются с переменной рециркуляцией. При этом количество наружного воздуха подается из расчета минимально требуемого в холодный период из условия удаления избытка влаги.

В малых бассейнах с незначительной мощностью вентиляционного оборудования рациональнее применять вентиляционные установки с плавным или ступенчатым регулированием воздухопроизводительности в холодный и теплый периоды года.

Снижения воздухопроизводительности вентиляционных установок можно также достичь, применяя осушители воздуха и устанавливая их по периметру ограждающих конструкций. При этом осушители воздуха рекомендуется применять в малых и средних по объему бассейнах при дефиците энергообеспечения для систем вентиляции.

В теплый период года необходимо проводить проверку воздухообмена, рассчитанного по влаге, на теплоизбытки и при технико- экономической целесообразности снижать воздухообмен за счет применения установок охлаждения воздуха.

В холодный период года с целью экономии тепла на подогрев вентиляционного воздуха, могут применятся установки, утилизирующие теплоту выбросного воздуха. Для помещений бассейнов рекомендуется применять рекуперативные теплоутилизаторы непосредственного действия и с промежуточным теплоносителем.

Нагрев приточного наружного воздуха в теплоутилизационной установке может быть определен по следующему уравнению теплового баланса:

$$Q_{т.у.}=L_{н.р}\bullet 0{,}278(t_{н.у.}-t_{н.х.})=L_{у.х.}\bullet\rho(I_{у1}-I_{у2}) \quad (22)$$

где $L_{н.р.}$, $L_{у.х.}$ — соответственно количество наружного приточного воздуха, поступающего через теплый контур и количество удаляемого воздуха через холодный контур теплоутилизационной установки;

$t_{н.х}$, $t_{н.у.}$ — соответственно температура наружного воздуха до и после теплого контура теплоутилизатора;

$I_{у1}$, $I_{у2}$ — соответственно теплосодержание (кдж/кг) удаляемого воздуха до и после холодного контура теплоутилизатора.

При этом, выбор типа и конструктивно-технологичес кой схемы теплоутилизационной установки зависит от задаваемых проектировщиком рациональных значений $t_{н.у.}$ и $I_{у2}$ и коэффициента эффективности теплообмена $E_{ут}$.

При проектировании системы вентиляции очень важно учитывать особенности распределения приточного и вытяжного воздуха, обеспечивая комфортную подвижность в зоне обитания людей. Учитывая, что приточный воздух имеет высокую температуру $t_{пр}$ ≥28°С, низкую относительную влажность (15–20%) и высокую скорость, его целесообразно подавать вдоль стен и окон по периметру помещения (особенно это относится к бассейнам с малыми объемами). Такое распределение воздуха позволяет увеличивать "поглотительную способность" приточного воздуха обеспечивая поддержание температуры у поверхности ограждающих конструкций выше температуры точки росы окружающего воздуха. При этом удаление влажного воздуха производится из верхней

зоны помещения. Это связано с тем, что влажный воздух легче сухого и под перекрытием влагосодержание воздуха значительно выше, чем в зоне пребывания людей.

При наличии значительной поверхности верхнего света (перекрытие из стеклопакетов) часть приточного воздуха подается в верхнюю зону настилающими струями с высокой скоростью со стороны одной из продольных стен, а удаление производится со стороны другой продольной стены. При такой схеме достигается повышение температуры поверхности остекления (при более высокой температуре подаваемого воздуха в верхнюю зону) в холодный период и снятие перегрева (при охлаждении приточного воздуха) в жаркий период года.

При проектировании СОМ бассейнов необходимо предусматривать устройства для снижения уровня аэродинамического и механического шумов от работающего вентиляционного оборудования. Как правило, шумоглушители (пластинчатые или трубчатые в зависимости от конфигурации воздуховодов) устанавливаются на обеих сторонах вентилятора. Расчет площади поперечного сечения глушителя (Sш) ведется из условия допустимой по шумообразованию скорости воздуха в живом сечении глушителя, которая принимается в пределах 4–5м/сек.

$$Sш = Lв/Vдоп \quad (23)$$

Снижение аэродинамического шума, распространяемого по воздуховодам, достигается уменьшением скорости воздуха за счет увеличения сечения воздуховодов. Снизить уровень шума на конечных участках можно также с помощью соединения металлических воздуховодов и воздухораспределительных устройств гибкими шумопоглощающими воздуховодами типа "Sonodec".

Приточная вентиляционная установка при проектировании должна комплектоваться набором фильтров грубой (EU3) и тонкой (EU5) очистки приточного воздуха. Фильтровальными материалами для фильтров грубой очистки могут быть металлизированные или синтетические сетки в виде панелей. В фильтрах тонкой очистки применяется стеклоткань со специальной пропиткой. В основном здесь применяются карманные ячейковые фильтры, либо фильтры со сменными пластинами.

По результатам расчетов тепло-влажностного баланса помещения бассейна, а также анализа круглогодичных режимов работы вентиляционного оборудования, соответствующих техническому заданию, проводится, собственно, проектирование СОМ, то есть, разрабатывается принципиально-технологическая схема обработки, подачи и удаления приточно-вытяжного воздуха, выбор оборудования и привязка его к объемно-планировочным решениям здания.

Полная принципиально-технологическая схема СОМ, представленная на рис. 2, включает в себя приточный и вытяжной контуры, взаимоувязанные между собой по воздуху.

Приточный контур СОМ собирается из функциональных блоков кондиционеров, включающих по ходу воздуха: воздушный клапан с электроприводом для регулирования поступления наружного воздуха, воздушные фильтры грубой и тонкой очистки, гликолевый рекуперативный теплообменник, где наружный воздух от расчетных параметров зимнего периода догревается до выбранной оптимальной температуры, за счет теплоты удаляемого воздуха, теплообменник 1-го подогрева, в котором приточный воздух догревается до +10–15°С за счет использования теплоносителя повышенных параметров (перегретая вода системы теплоснабжения), камера смешивания удаляемого и приточного воздуха (рециркуляция), где приточный воздух за счет смешивания с удаляемым воздухом догревается и увлажняется в холодный период года, секция 11-го подогрева, в которой приточный воздух догревается до расчетной приточной температуры и, как правило, на

этом теплообменнике устанавливается узел регулирования температуры приточного воздуха, вентиляторная секция и секция глушения шума.

Для снятия перегрева помещения бассейна в теплый период года при наличии больших площадей остекленных поверхностей в функциональной схеме предусматривается установка охлаждения приточного воздуха, включающая теплообменник-охладитель с холодильной машиной (либо прямого испарения, либо с промежуточным теплоносителем).

После глушителя воздух по воздуховодам подается в бассейновую зону. При этом организация воздухообмена в помещении бассейна принимается с учетом объемно-планировочных и конструктивных решений здания. Приточный воздух может подаваться в несколько зон, причем в некоторых случаях (наличие витражей, фонарей, верхнего остекления и так далее) температура приточного воздуха может быть выше нормируемой температуры внутреннего воздуха, что связано с необходимостью компенсации теплопотерь, повышением температуры внутренней поверхности ограждения и предупреждением выпадения конденсата.

Вытяжной влажный воздух удаляется из верхней зоны (под перекрытием) и по воздуховодам поступает в вытяжной агрегат, включающий: воздушный двухступенчатый фильтр, вытяжной вентилятор, секцию смешивания (рециркуляция) рекуперативный гликолевый теплообменник, в котором из удаляемого воздуха в холодный период отбирается тепло, понижая температуру выбрасываемого воздуха до рациональных заданных значений, и наружный воздушный клапан с электроприводом. При необходимости до и после вентилятора устанавливаются глушители шума.

В целях соблюдения правил пожарной безопасности на нагнетательной стороне приточного вентилятора и всасывающей стороне вытяжного вентилятора при проходах воздуховодов через ограждающие конструкции устанавливают огнезадерживающие клапана.

В качестве воздухораспределителей применяются различные регулируемые устройства, позволяющие равномерно раздать и удалить воздух, обеспечивая в зоне нахождения людей нормируемые параметры по температуре и скорости движения воздуха.

Представленная классическая принципиально-технологическая схема СОМ закрытых помещений плавательных бассейнов может быть в каждом отдельном случае скорре ктирована в зависимости от объёмно-планировочных решений здания, района застройки, назначения бассейна и в соответствии с техническим заданием на проектирование.

Рассмотрим на конкретном примере применение приведенной методики проектирования СОМ плавательных бассейнов.

Требуется запроектировать СОМ закрытого плавательного бассейна, пристраиваемого к существующему зданию теннисных кортов (Детская Академия тенниса "Валери", г. Москва).

Пристраиваемое здание бассейна с верхним световым проемом, перекрытым стеклопакетами с двойным слоем остекления. Сопротивление теплопередаче остекления Rc.пр.=0,4 м2•°С/Вт. Строительные ограждающие конструкции бассейна, кроме верхнего перекрытия, контакта с наружным воздухом не имеют.

Общая площадь помещения бассейна — (17•25) = 425 м2, средняя высота — 6,8 м.

Размеры водного зеркала бассейна — (13•20) = 260 м2. Горизонтальная проекция поверхности остекления верхнего светового проема — (10•25) = 250 м2, угол наклона к гори зонту — 150, ориентация — юго-запад.

Бассейн предназначен для отдыха после спортивных занятий. Количество одновременно находящихся людей в бассейне — 20 человек. Освещение осуществляется люминисцентными лампами по периметру бассейна в количестве 20 шт., мощностью 200 Вт. каждая. В проходах между чашей бассейна и душевыми кабинами предусмотрены подогреваемые полы.

Расчетные параметры наружного воздуха принимаются: — для холодного периода — tн = -26°С; Iн = -26 кдж/кг; dн = 0,24 г/кг; для теплого периода — tн = 28,5°С; Iн = 54 кдж/кг; dн = 10 г/кг. Нормируемая температура воды в бассейне — 27°С. Расчетные параметры воздуха в помещении бассейна — tв = 29°С; ?в = 65%; dв = 16,3 г/кг., Iв = 71 кдж/кг.

Расчет начинаем с определения теплового потока, теряемого в холодный и поступающего в теплый периоды года через ограждающие строительные конструкции помещения бассейна.

Тепловой поток через стены бассейна, являющимися внутренними строительными ограждениями помещений с незначительной (меньше 5°С) разницей температур внутреннего воздуха принимаем, равным нулю.

Тепловой поток через верхнее остекление определяется из выражения (5):

Qог=1/Rог•(tв–tн)•Fог=1/04•(29-(-26))•250=34375 Вт.

Далее необходимо проверить ограждающие конструкции на соблюдение условий невыпадения конденсата на их внутренних поверхностях. Такую проверку требуется провести только для верхнего остекления. Согласно выражению (3), температурный перепад (tв-tог), характеризующий возможность выпадения конденсата будет равен:

(tв-tог) = n (tв-tн)/Rог•Lв= 1•(29-(-26))/0,4•8,7= 15,8°С,

где Lв — определяется по табл. 4 СНиП 11-3-79**.

Тогда температура внутренней поверхности остекления будет равна:

tог = tв-15,8 = 13,2°С.

Температура точки росы внутреннего воздуха при заданных внутренних температурно-влажностных условиях определится по I-d диаграмме на пересечении линии постоянного влагосодержания dв= 16,3 г/кг с кривой насыщения (φ=100%), то есть tр = 21,8°С.

Для выполнения условий невыпадения конденсата температура на внутренней поверхности ограждения должна быть на 1–2°С выше tр, то есть tог>22,8°С, что значительно выше фактического значения tог.ф. = 13,2°С.

Так как изменить строительное решение не представляется возможным, для обеспечения невыпадения конденсата необходимо в зону остекления подать сухой воздух с температурой выше температуры внутреннего воздуха равномерно распределенными настилающимися струями с относительно высокой скоростью, обеспечивая таким образом повышение температуры ограждения и низкую степень контакта внутреннего влажного воздуха с низкотемпературной поверхностью остекления.

В теплый период года количество теплоты, поступающее в помещение через светопрозрачные ограждения, определится из выражения (5’):

Qог.л = (q’•Fог’+q’’•Fог’’)•Kотн.п. +(tн-tв/Rог)•Fог.

В связи с тем, что в данном помещении облучению солнечной радиации подвергается только горизонтальная незначительно наклоненная (<150) поверхность, то составляющая (q'') теплового потока через необлученную поверхность в расчете не учитывается. В данном расчете также не учитывается составляющая теплового потока (tн-tв)/Rог. в связи с незначительной разницей температур наружного и внутреннего воздуха в теплый период года.

Значение (q') теплового потока через горизонтальную наклонную поверхность, облученную прямой солнечной радиацией определится из выражения:

q' = (qг.п.•К3+qг.р.) К1•К2,

где qг.п., qг.р. — соответственно тепловые потоки от прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающей в помещение в июле через одинарное остекление со стеклом толщиной до 3,5 мм., принимаются равными 521 и 80 ккал/час•м2 (расчетный час 11–13, широта г. Москвы 560);

Котн.п — коэффициэнт относительного проникания солнечной радиации для двойного остекления толщиной до 3,5 мм. принимаем равным 0,9;

К1 — коэффициэнт, учитывающий затенение переплетами и загрязнение атмосферы, принимаем равным — 0,75;

К2 — коэффициэнт, учитывающий загрязнение стекла, принимаем равным — 0,95;

К3 — коэффициэнт, учитывающий угол наклона заполнения светового проема (при <150), принимается равным — 0,97.

С учетом всех вышеуказанных значений, тепловой поток от солнечной радиации в помещение бассейна составит:

Qог.л.=((521•0,97+80)•0,75•0,95•0,9•250)•1,163 = 109138 Вт.

Учитывая значительное количество тепла солнечной радиации, поступающей через верхний световой проем, для снятия перегрева помещения и парникового эффекта в зоне остекления, необходимо в теплый период года в верхнюю зону подавать охлажденный воздух равномерно распределенными настилающими струями.

Теплопоступления в помещение бассейна от купающихся и зрителей составит:

Qл = n•qл = 20•132 = 2640 Вт.

Тепловыделения от освещения люминисцентными лампами составит:

Qосв.=n•Nосв.= 0,55•(20•200)=2200 Вт.

Тепловой поток, поступающий в помещение от источника обогрева пола составляет:

Qпол = 14500Вт.

Количество теплоты, поступающее в помещение с испаряющимся потоком влаги, определится из выражения (6):

Qи=0,68•Wи•1000=0,68 •(Wотк+Wсм+Wл)•1000=0,68•(45,8+3,25+4,5)•1000=36414 Вт.

где Wотк. определится из выражения (12):

Wотк=[e•(Pw-P1)/1000)]•Fотк=20•(34,8-26,0)•260/1000 = 45,8 кг/ч,

где "e" — эмпирический коэффициент для условий общественных басейнов с нормальной активностью купающихся принимается равным "20";

Pw — давление водяных паров насыщенного воздуха при температуре воды, равной 27°С, составит 34,8 бара;

P1 — парциальное давление насыщенных водяных паров при температуре воздуха 29°С и относительной влажности 65% составит 26,0 бара.

Количество влаги, испаряющееся со смоченной поверхности пола Wсм определится по выражению (11):

Wсм=0,006•(tв-tм)Fсм=0,006•(29-23,8)•104=3,25кг/ч,

где tв — температура воздуха в помещении бассейна равна 29°С;

tм — температура воздуха в помещении по мокрому термометру определяется как точка пересечения линии постоянного теплосодержания Iв = 71 кдж/кг с кривой 100% насыщения, то есть tм = 23,8°С;

Fсм — поверхность смоченного пола принимается равной 40% от площади открытой водной поверхности, то есть Fсм = 260•0,4 = 104 м2.

Количество влаги, выделяемое людьми,составит:

Wл=n•wл=20•225=4,5 кг/ч.

Минимально требуемое количество наружного воздуха в холодный период года определится из условия удаления избытков влаги по выражению (19):

Gпр=((Wи+Wл)/(dв-dн))•1000=((49,05+4,5)/(16,3-0,24))•1000= 3334 кг/ч.

Максимальное количество воздуха требуется подать в теплый период года и это количество будет равно:

Gпр.л=(53,55/(16,3-10,0))•1000= 8500 кг/ч. или

Lпр=8500/1,2=7080 м3/ч.

Объем помещения бассейна Vб=425•6,8=2890 м3,тогда минимально требуемый воздухообмен по объему помещения составит: Lоб=2890•3= 8670 м3/ч. Максимально требуемое количество воздуха по объему составит: Lоб=2890•5= 14450 м3/ч.

Исходя из полученных результатов, принимается приточная установка, рассчитанная на среднее по объему количество приточного воздуха, то есть 11550 м3/ч. Вытяжная установка принимается из расчета максимально требуемого количества воздуха по объему, то есть 14450 м3/ч, обеспечивая таким образом 20% разряжение в помещении бассейна.

Для холодного периода года принимается система вентиляции с переменной рециркуляцией. Максимальное количество рециркуляционного воздуха принимается равным 70%, что, с небольшим запасом, обеспечивает подачу минимально требуемого количества наружного воздуха в холодный период года для удаления избытка влаги, то есть 3450 м3/ч. Количество теплоты, которое необходимо затратить на нагрев наружного (смешанного) воздуха до температуры притока, определится из выражения (20):

Qв=0,278•Lпр•(tпр-tсм)

Для дальнейших расчетов воспользуемся графическим методом построения процессов обработки приточного воздуха с использованием "I-d" диаграммы, приведенной на рис. 3.

На поле "I-d" диаграммы (для г. Москвы барометрическое давление 745 мм.рт.ст.) наносим точки с параметрами внутреннего (tв=29°С, ?в=65%, dв=16,3 г/кг) и наружного воздуха (tн=-26°С, Iн=-26 кдж/кг, dн=0,24 г/кг). На линии соединения параметров внутреннего (т. "В")и наружного (т. "Н") воздуха определяем точку смеси (т."С"), для чего на линии смеси наружного и внутреннего воздуха (Н-В) от т. "В" отмеряем отрезок, равный 30% всей ее длины, указывающий на процентное отношение принятого количества наружного воздуха. Параметры т. "С" — (tсм=13,2°С, Iсм=42,5 кдж/кг, dсм=11,6 г/кг).

Далее по выражению (21) определяем направление луча процесса (Е), характеризующего процесс ассимиляции тепла и влаги в помещении приточным воздухом:

Е=3,6•(Qи+Qл+Qосв+Qпол-Qогр)/(Wотк+Wсм+Wл)=3,6(36414+ 2640+2200+14500-34375)/(45,8+3,25+4,5)=1436 кдж/кг.

Через точку "В" проводим линию параллельную лучу процесса (Е=1436) до пересечения с линией постоянного влагосодержания dсм=11,6 г/кг. Полученная точка "П" характеризует параметры приточного воздуха: (tпр=34,3°С, Iпр=64,8 кдж/кг, dпр=11,6 г/кг). Тогда тепловая мощность теплообменника приточной установки составит:

Qпр=0,278•11550•1,2•(34,3-13,2)=81300 Вт.

На эту тепловую мощность с запасом не более 20%, а также с учетом параметров теплоносителя, задаваемого техническим заданием, подбирается теплообменник приточной установки.

На этой стадии можно было бы и закончить расчеты и подобрать одну приточно-вытяжную установку с производительностью L=11550 м3/ч и по теплу Q=98 кВт.При оценке единовременных затрат этот вариант более экономичен в сравнении с двумя приточно-вытяжными установками. Но более детальный технико-экономический расчет с учетом объемно-планировочных и конструктивных особенностей здания показывает, что, с точки зрения эксплуатационных затрат, экономичнее запроектировать две идентичные приточно-вытяжные установки, работающие в холодный период в режиме 50% рециркуляции. При этом одна установка может быть резервной. В теплый период работают обе установки.

В этом случае, при построении процесса на "I=d" диаграмме, отрезок "В-Н" будет характеризовать общее количество воздуха, проходящего через вентиляционную установку, то есть 5750 м3/ч, а отрезок "В-С'" — количество наружного воздуха, поступающего в помещение бассейна, т.е. 2875 м3/ч. Количество теплоты, требуемое для нагрева приточного воздуха (от t'см= +2,0°С до t'пр=38,2°С), составит:

Q'пр=0,278•5750•1,2•(38,2-2,0)=69440 Вт.

Как видно из "I-d" диаграммы точки смеси и в первом и во втором вариантах находят ся в зоне "тумана", то есть в камере смешивания наружного и внутреннего воздуха будет происходить конденсация влаги и во втором варианте возможно обледенение поверхностей в том числе и фильтров грубой очистки, т.к. воздушный режим смешивания неустойчивый, а температура смеси довольно низкая (t'см= +2,0°С).

Чтобы избежать этих неприятностей, а также с целью более точного регулирования температуры приточного воздуха, в приточной установке предусматривается два

теплообменника — первого и второго подогрева. При этом, камера смешивания устраивается после теплообменника первого подогрева, в котором все количество наружного воздуха, требуемого для холодного периода нагревается до температуры безопасной для замерзания в нем теплоносителя, т.е. 15°С (рис. 4, т. К1). После 50% смешивания внутреннего и подогретого в первом теплообменнике, приточный воздух в полном объеме с параметрами в точке "С" (tсм=22,0°С, dсм=8,2 г/кг,) поступает в калорифер второго подогрева, где нагревается до параметров приточного воздуха (т. К2 — tпр=38,1°С, dпр=8,2 г/кг).

Подбор теплообменников (при двух приточно-вытяжных установках) в этом случае ведется на тепловые нагрузки соответственно равные:

Q1=0,278•2875•1,2•[15-(-26)]=39323 Вт.

Q2=0,278•5750•1,2•(38,1-22,0)=30883 Вт.

Суммарная тепловая вентиляционная нагрузка на систему теплоснабжения с учетом 20% запаса составит:

Qсум=(39323+30883)•1,2=84247 Вт.

В связи с незначительной тепловой мощностью теплообменников, а также с целью повышения надежности работы системы в холодный период года можно запроектировать электрические теплообменники, особенно первого подогрева, что приведет к снижению затрат на автоматизацию, но при этом могут повысится эксплуатационные затраты из-за высокой стоимости электроэнергии.

С целью экономии топливно-энергетических ресурсов подогрев наружного воздуха до рациональной температуры в теплообменнике 1-го подогрева может осуществляться за счет теплообмена наружного и удаляемого воздуха в теплоутилизационной установке.

Для определения параметров и выбора конструкции телоутилизационной установки воспользуемся формулой (22):

Qут=Lн.р•1,2•0,278(tну-tнх)=Lн.р•1,2(Iу1-Iу2)=2875•1,2•0,278 [15-(-26)]=39323 Вт,

тогда Iу2=Iв-(39323•3,6/2875•1,2)=71,0-41,03=29,97 кдж/кг.

Вторую характерную точку для удаляемого воздуха после теплоутилизатора можно определить по безразмерному комплексу эффективности теплообмена, значение которого по удаляемому воздуху будет равно:

Еу=(tув-tук)/(tув-tн)=(Iув-Iук/Iув-Iн)=(64,1-28,7)/[64,1-(-26)]=0,43

где — tув и Iув — соответственно температура и теплосодержание удаляемого воздуха до холодного контура теплоутилизатора;

tук, Iук — соостветственно температура и теплосодержание удаляемого воздуха после холодного контура теплоутилизатора;

tук=tув-Еут(tув-tн)=29-0,43[29-(26)]=5,4°С

Определив на I-d диаграмме точку Утк с параметрами уходящего воздуха после теплоутилизатора, видим, что процесс теплообмена идет с активной конденсацией влаги для чего необходимо предусмотреть устройство специального поддона с трапом для удаления конденсата.

Для теплого периода построение процесса на "I-d" диаграмме начинаем с определения точки, характеризующей параметры наружного воздуха (т.нл-tнл=28,5°С, Iнл=54 кдж/кг, dнл=10 г/кг). Процесс охлаждения наружного воздуха в вентиляционной установке будет проходить по линии постоянного влагосодержания.

Тепловлажностное отношение в теплый период года будет равно:

Ел=3,6(Qсум.л/W)=3,6(109138 =36414=2640=2200)/53,55=10100 кдж/кг

Тепловой поток от подогрева полов в летнем тепловом балансе не учитывается, так как в теплый период подогрев полов отключен, а для нагрева полов используется тепло солнечной радиации.

На поле "I-d" диаграммы наносим линию постоянного влагосодержания d=10 г/кг от точки "Н" до пересечения ее с кривой насыщения ?=100%. Полученная точка "О" характеризует идеальный процесс охлаждения в испарителе холодильной установки. Но, как правило, эффективность теплообмена несколько ниже и реальным параметром можно считать точку пересечения линии постоянного влагосодержания с кривой φ=85%.

Из полученной таким образом точки "Пл" (рис.4) с параметрами: tпр.л=16,3°С, dпр.л=10.0 г/кг проводим линию, параллельную лучу процесса Ел=10100 кдж/кг, характеризующему процесс ассимиляции тепла и влаги приточным воздухом для наших конкретных условий, до пересечения с линией нормируемой температуры воздуха в бассейне t=29°С. Полученная точка "Вл" с параметрами tвл=29°С, φвл=47% характеризует состояние воздуха в помещении бассейна в теплый период года.

Холодопроизводительность вентиляционной системы составит:

Qхол.л=0,278•11550•1,2(tн-tпр.л)=0,278•11550•1,2•(28,5-16,3)=47000 Вт.

К установке принимаются две фреоновые холодильные машины прямого испарения производительностью по холоду 24 кВт каждая.

В принципиально-технологической схеме приточной установки испаритель проектируется между теплообменниками 1-го и 2-го подогрева.

Следующим этапом в проектировании СОМ является разработка схемы организации воздухообмена. На этом этапе необходимо учитывать все особенности архитектурно-строительных и объемно-планировочных решений здания.

Для наших условий при наличии верхнего света и значительной разнице высот продольных стен предпочтительная схема воздухообмена будет следующая:

- приток перегретого зимой и охлажденного летом воздуха осуществляется в верхнюю зону (h=8 м) вдоль остекления настилающимися струями, для чего используются специально изготавливаемые щелевые воздухораспределительные решетки размером (1000х40 мм). Начальная скорость струи при такой конструкции составляет 3–6 м/с, что при ширине светового проема в горизонте 10 м является достаточным для эффективной ассимиляции тепла и влаги приточным воздухом в зоне светового проема;

- удаление отработанного воздуха в количестве 70% (10100 м3/ч) предусматривается также из верхней зоны (h=4,5 м) с противоположной стороны притока.

Для теплого периода предусматривается в качестве общеобменной вентиляции подача приточного воздуха вдоль одного из проходов на высоте 3 м. и удаление отработанного воздуха из нижней зоны противоположного прохода в размере 30% (4450 м3/ч).

Разработанная схема реализована на вышеуказанном объекте и представлена на рис. 5.

Чтобы окончательно определить характеристику приточных и вытяжных вентиляционных агрегатов, необходимо провести аэродинамические расчеты вентиляционной сети, выявив по их результатам располагаемый напор вентилятора. По воздухопроизводительности установки и располагаемому напору подбирают тип, мощность и обороты электродвигателя, диаметры шкивов и тип передачи.

Окончательно выбрав принципиально-технологическую схему СОМ и подобрав соответствующее оборудование приступают к разработке функциональной схемы автоматического регулирования параметров и управления работой оборудования.

Регулируемыми параметрами в помещениях бассейнов являются температура и относительная влажность внутреннего воздуха. При этом сигнал от датчика температуры внутреннего воздуха поступает на управляющие блоки теплового и холодильного оборудования, а сигнал от датчика влажности поступает на управляющие блоки оборудования, регулирующего воздухопроизводительность системы (воздушные заслонки. электропривод вентиляторов и так далее).

Контролируемыми параметрами являются температура обратного теплоносителя и температура воздуха после теплообменника 1-го подогрева. Сигнал от этих датчиков поступает на управляющие блоки электродвигателя вентилятора, циркуляционного насоса и регулирующего клапана на теплоносителе, осуществляя защиту теплового (и холодильного) оборудования от размораживания.

Более высокую надежность работы теплового оборудования можно обеспечить, применяя в качестве теплоносителя (холодоносителя) этиленгликолевые смеси, незамерзающие при низких температурах.

В случае применения теплоутилизационных установок в системе СОМ, контролируемым параметром должна быть температура воздуха на выходе из теплоутилизатора по холодному контуру (на стороне выбросного воздуха). Сигнал от этого датчика должен поступать на управляющий блок защиты от обмерзания теплообменника (образования ледяной шубы).

Вышеприведенная методика была применена при проектировании СОМ большого количества бассейнов различного назначения от небольших коттеджных до аквапарков.

Принципиальные схемы некоторых из них приведены ниже.

Наибольший интерес, в связи с рассматриваемой проблемой, представляет помещение развлекательного комплекса Аквапарка Магнитогорского металлургического комбината (рис. 6), где на территории 2740 м2 под высоким куполом (высота около 15 м) размещено пять бассейнов различного назначения общей площадью 1087 м2:

1 — оздоровительно-спортивный бассейн — 354 м2;

2 — бассейн для отдыха и развлечений – 362 м2;

3 — массажный бассейн — 68,3 м2;

4 — детский бассейн — 156,9 м2;

5 — бассейн с водяными горками — 146 м2.

Как уже указывалось раньше, основной "вредностью", по которой определяются требуемый воздухообмен в помещениях плавательных бассейнов, является влага, испаряющаяся с открытой водной и смочен ной поверхностей, а также от людей, находящихся в бассейне. Суммарное количество влаги, испаряющейся с открытой водной поверхности, рассчитанное по формуле (9), составит 273,7 кг/ч, в том числе: с поверхности плавательного бассейна с нормальной активностью купающихся — 72,5 кг/ч, бассейна для отдыха и развлечений — 103,8 кг/ч, бассейна для массажа — 14 кг/ч, детского бассейна 31,1 кг/ч и бассейна с горками 52,3 кг/ч.

Суммарная площадь бассейнов составляет 1087 м2. Смоченная поверхность принимается в размере 20%, то есть 217,4 м2. Тогда количесвто влаги, испаряющейся с этой поверхности, при температуре внутреннего воздуха 28°С и относительной влажность 60%, составит 7,56 кг/ч.

Количество влаги от находящихся в бассейне людей при легкой физической работе и вышеуказанных температурных условиях, составит 0,225 кг/ч на человека, при одновременном нахождении в зоне отдыха 127 человек, количество испаряющейся влаги составит Wв = 27,3 кг/ч.

Таким образом, суммарное количество влаги, поступающей в бассейновый комплекс составит:

$\Sigma W_{исп}=\Sigma W_{от}+W_{см}+W_{л}=308,56$ кг/ч

Расчетные параметры "Б" наружного воздуха для летнего периода (город Магнитогорск): температура 27,4°С, теплосодержание 52,3 кдж/кг. Параметры внутреннего воздуха tв=28°С, относительная влажность 60 %. При этих условиях, значение влагосодержания воздуха составит: dн — 9,8 г/кг, dв — 14,3 г/кг.

Тогда количество воздуха составит — 59 625 м3/ч.

Исходя из полученных результатов расчета требуемого количества воздуха к установке принято две приточно-вытяжных системы на базе центральных конидиционеров AIRSET 2000. 21.15 (DAICHI) производительностью по воздуху 35 тыс. м3/ч каждая.

Расчет теплового баланса в помещениях плавательного бассейна не отличается какими либо особенностями и проводятся по вышеприведенной методике.

Результаты расчета тепло-влажностного баланса приведены на "I-d" диаграмме (рис. 7). С учетом проведенного анализа круглогодичных режимов работы системы микроклимата бассейнового комплекса Аквапарка, разработана принципиальная схема обработки приточно-вытяжного воздуха (рис. 8).

Приточные агрегаты собираются из функциональных блоков кондиционеров AIRSET 2000. 21.15 (DAICHI), включающих по ходу воздуха: воздуш ный клапан с электроприводом для регулирования поступления наружного воздуха, воздушный фильтр грубой и тонкой очистки, гликолевый рекуперативный теплообменник, где наружный воздух от расчетных параметров зимнего периода (-34°С) догревается до (-11°С), теплообменник I подогрева с параметрами теплоносителя 110/70°С, в котром приточный воздух от — 11°С догревается до 12,8°С, камера смешивания удаляемого и приточного воздуха, где приточный воздух за счет смешивания с удаляемым воздухом догревается до 25°С, секция II подогрева, в которой воздух нагревается до температуры притока (38°С), вентиляторная секция и секция глушения шума.

После глушителя воздух по воздуховодам подается в бассейную зону с температурой 38°С. Перегрев на 10°С по сравнению с температурой внутреннего воздуха связан с

необходимостью компенсации теплопотерь и повышения температуры поверхности ограждающих конструкций, исключая выпадение на них конденсата. Организация воздухообмена в помещениях бассейна принята с учетом объемно-планировочных и конструктивных решений здания. Приточный воздух подается в несколько зон (рис. 6). Подача приточного воздуха вдоль витражей производится регулируемыми напольнымирешетками типа AR-9 "IMP Klima, создавая настилающуюся на поверхность стекла изотермическую струю с высокой температурой (38°С) и низкой относительной влажностью (18%), обеспечивающую защиту витражей от конденсации влаги.

Основная масса приточного воздуха распределяется приточными воздушными соплами типа VS-4E "IMP Klima", обеспечивающими возможность регулирования направления потока в пределах ±30°С. Аэродинамические характеристики этих типов воздухораспределителей позволяют раздать большой объем воздуха свободными изотермическими струями при высокой начальной (осевой) скорости Vo>10 м/с на значительное расстояние. При этом, требуемая в зоне обитания подвижность воздуха Vтр = 0,2 м/с по ходу струи обеспечивается за счет обратных воздушных потоков (вентиляция методом разбавления). Воздухораспределители установлены на высоте 4 м, количество воздухораспределителей и их размер подобраны с учетом угла раскрытия струи, требуемого количества приточного воздухи и максимального расстояния до точки, где осевая скорость струи падает до нормативного значения Vo = Vтр = 0,2 м/с.

Вытяжной влажный воздух удаляется из верхней зоны (под перекрытием) и по воздуховодам поступает в вытяжной агрегат, включающий: воздушный двухступенчатый фильтр, вытяжной вентилятор, секцию смешивания, рекуперативный гликолевый теплообменник, в котором из удаляемого воздуха в холодный период отбирается тепло, понижая температуру выбрасываемого воздуха с +28°С до +15,6°С и наружный воздушный клапан с электроприводом.

Проведенные пуско-наладочные работы подтвердили правильность принятых технических и технологических решений систем обеспечения микроклимата в бассейновой зоне комплекса Аквапарка, включающей большое количество плавательных бассейнов различного назначения.

Практика монтажных и пуско-наладочных работ показывает на удобства и экономичность принятой приточно-вытяжной вентиляции и центрального кондиционирования на базе функциональных блоков AIRSET 2000 (DAICHI).